

**DISEÑO DE LOS BRAZOS DE UNA
PULVERIZADORA AGRÍCOLA:
SÍNTESIS DEL MECANISMO DE
REPLEGAMIENTO Y CÁLCULO
ESTRUCTURAL**

**Memoria, pliego de condiciones, índice de
planos y presupuesto.**

Alfredo Ferrando Sixtac

1.- MEMORIA.

1.1.- MEMORIA.

1.1.1.- INDICE.

1.- MEMORIA.....	1
1.1.- MEMORIA.....	2
1.1.1.- INDICE.	2
1.1.2.- INTRODUCCIÓN A LA MÁQUINA.....	7
1.1.2.1.- Descripción de una pulverizadora y sus partes.....	7
1.1.2.1.1.- Definición.	7
1.1.2.1.2.- Chasis.....	7
1.1.2.1.3.- Depósito.....	8
1.1.2.1.4.- Brazos.....	8
1.1.2.1.5.- Bomba.....	8
1.1.2.1.6.- Difusores.....	9
1.1.2.1.7.- Otros.....	9
1.1.3.- MEDIOS INFORMÁTICOS UTILIZADOS.....	9
1.1.4.- ENUNCIADO DEL PROYECTO.....	10
1.1.4.1.- Peticionario.....	10
1.1.4.2.- Destinatario.....	10
1.1.5.- OBJETO DEL PROYECTO.....	10
1.1.5.1.- Objetivo.....	10
1.1.6.- ESPECIFICACIONES EXIGIDAS.....	11
1.1.6.1.- Dimensionales.....	11
1.1.6.2.- Constructivas.....	11
1.1.6.3.- Constitutivas.....	12
1.1.7.- CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.....	12
1.1.8.- FECHA Y FIRMA.....	12
1.2.- DISEÑO Y CÁLCULOS.....	13
1.2.1.- CINEMÁTICA.....	13
1.2.1.1.- Métodos empleados.....	13
1.2.1.2.- Soluciones posibles y adoptadas.....	21
1.2.1.3.- Síntesis gráfica utilizando los módulos Sketcher y DMU Kinematics del programa CATIA.....	23
1.2.2.- DISEÑO DE DETALLE INICIAL.....	32
1.2.2.1.- Soluciones posibles y adoptadas.....	32

1.2.2.1.1.- Eslabón 1.....	34
1.2.2.1.2.- Eslabón 2.....	35
1.2.2.1.3.- Eslabón 3.....	36
1.2.2.1.4.- Eslabones 4, 6 y 7.	37
1.2.2.1.5.- Eslabón 5.....	38
1.2.2.1.6.- Eslabón 8.....	39
1.2.2.1.7.- Eslabón 9.....	40
1.2.2.1.8.- Eslabón 10.....	40
1.2.2.1.9.- Eslabón 11.....	41
1.2.2.1.10.- Eslabón 12.....	42
1.2.2.1.11.- Otros.....	42
<u>1.2.2.2.- Comprobación de interferencia.....</u>	<u>43</u>
1.2.3.- CALCULOS ESTATICOS.	45
<u>1.2.3.1.- Sólidos libres.....</u>	<u>48</u>
<u>1.2.3.2.- Análisis de los estados de carga y diagramas de esfuerzos con cargas iniciales.</u>	<u>55</u>
1.2.3.2.1.- Eslabón 1.....	56
1.2.3.2.2.- Eslabón 2.....	59
1.2.3.2.5.- Eslabón 5.....	63
1.2.3.2.6.- Eslabón 7.....	64
1.2.3.2.7.- Eslabón 8.....	64
1.2.3.2.8.- Eslabón 10.....	65
1.2.3.2.9.- Eslabón 11.....	65
1.2.3.2.10.- Ejes.....	66
1.2.4.- CALCULOS DE RESISTENCIA.	66
<u>1.2.4.1.- Comprobación inicial de resistencia.</u>	<u>66</u>
1.2.4.1.1.- Eslabón 10.....	66
1.2.4.1.2.- Eslabón 5.....	67
1.2.4.1.3.- Eslabón 2.....	67
1.2.4.1.4.- Cilindro hidráulico.	68
<u>1.2.4.2.- Diagramas de esfuerzo y cálculo de cada eslabón.</u>	<u>68</u>
1.2.4.2.1.- Eslabón 11.....	68
1.2.4.2.2.- Eslabón 12.....	73
1.2.4.2.3.- Eslabón 10.....	73
1.2.4.2.4.- Eslabón 9.....	73
1.2.4.2.5.- Eslabón 8.....	73

1.2.4.2.6.- Eslabón 7.....	75
1.2.4.2.7.- Eslabón 5.....	77
1.2.4.2.8.- Eslabón 6.....	80
1.2.4.2.9.- Eslabón 2.....	80
1.2.4.2.10.- Eslabón 3.....	85
1.2.4.2.11.- Eslabón 4.....	88
1.2.4.2.12.- Eslabón 1.....	88
1.2.4.2.13.- Hidráulica.....	93
1.3.- ANEJOS.....	94
1.3.1.- TABLA DE CALCULOS ESTATICOS.....	94
2.- PLANOS.	99
01.00. Vistas generales.	99
01.01.01.01. Componente 1. Despiece.	99
01.01.01.02. Componente 1. Lista despiece.	99
01.01.02.01. Componente 1. Estructura.	99
01.01.03.01. Componente 1. Piezas.	99
01.01.03.02. Componente 1. Part4.1.....	99
01.02.01. Componente 2. Despiece.	99
01.02.02. Componente 2. Soldadura y montaje.	99
01.02.03.01. Componente 2. Piezas 1.	99
01.02.03.02. Componente 2. Piezas 2.	99
01.02.03.03. Componente 2. Piezas 3.	99
01.02.03.04. Componente 2. Piezas 4.	99
01.03.01. Componente 3. Despiece.	99
01.03.02. Componente 3.	99
01.04.01. Componente 4.	99
01.05.01. Componente 5. Despiece.	99
01.05.02. Componente 5. Soldadura y montaje.	99
01.05.03.01. Componente 5. Piezas1.	99
01.05.03.02. Componente 5. Piezas2.	99
01.06.01. Componente 6.	99
01.07.01. Componente 7.	99
01.08.01. Componente 8. Despiece.	99
01.08.02.01. Componente 8. Piezas.	99
01.08.02.02. Componente 8. Desarrollo part2.8.....	99

01.09.01.	Componente 9.	99
01.10.01.	Componente 10.	99
01.11.01.	Componente 11. Despiece.	99
01.11.02.	Componente 11. Soldadura y montaje.	99
01.11.03.01.	Componente 11. Piezas 1.	99
01.11.03.02.	Componente 11. Piezas 2.	99
01.12.01.	Componente 12.	100
3.-	PLIEGO DE CONDICIONES.....	101
3.1.-	GENERALES Y ECONOMICAS.....	101
3.1.1-	Objeto, aspectos generales y normativas.	101
3.1.2.-	Aspectos económicos de la ejecución.	102
3.1.2.1.-	Pedidos.....	102
3.1.2.2.-	Precio.	102
3.1.2.3.-	Entrega.	102
3.1.2.4.-	Condiciones de pago.	102
3.1.2.5.-	Reserva de la propiedad.	103
3.1.2.6.-	Plazos de entrega.....	103
3.1.2.7.-	Garantía.....	103
3.1.3.-	Normas complementarias.....	104
3.1.3.1.-	Reglamentos generales de seguridad:.....	104
3.1.3.2.-	Protección de máquinas:	104
3.2.-	TÉCNICAS Y PARTICULARES.	105
3.2.1.-	características de materiales, piezas comerciales y ensayos.	105
3.3.-	CARACTERÍSTICAS DE USO, SEGURIDAD Y RIESGOS, PINTADO.....	106
3.3.1.-	Ensayo de prueba de funcionamiento.	106
3.3.2.-	Seguridad.....	106
3.3.3.-	Pintado.	107
4.-	PRESUPUESTO	108
4.1-	MEDICIONES.	108
4.1.1.-	NECESIDADES DE MATERIAL EN BRUTO.....	108
4.1.2.-	NECESIDADES DE PIEZAS NORMALIZADAS Y COMERCIALES.....	112
4.2.-	PRECIOS UNITARIOS Y PARCIALES.....	114
4.2.1.-	PRECIO UNITARIO Y PARCIAL DE LOS MATERIALES EN BRUTO.	114
4.2.2.-	PRECIO UNITARIO Y PARCIAL DE LAS PIEZAS NORMALIZADAS Y COMERCIALES.	117

4.2.3.- COSTE DE LAS OPERACIONES.	119
4.3.- PRESUPUESTO GENERAL.....	123

1.1.2.- INTRODUCCIÓN A LA MÁQUINA.

1.1.2.1.- Descripción de una pulverizadora y sus partes.

1.1.2.1.1.- Definición.

Una **pulverizadora** es una máquina agrícola que se usa para esparcir un compuesto que puede ser natural como el agua, o químico como herbicidas o plaguicidas, expulsándolo mezclado en distintos porcentajes con una aplicación fitosanitaria o de fertilización.



Dibujo 1. Pulverizadora autopropulsada.

1.1.2.1.2.- Chasis.

El chasis se puede considerar como el soporte hecho básicamente de perfiles y chapa de acero, al cual, van sujetos todos los componentes que tiene la máquina como son el depósito, los brazos, la bomba... Además el tractor se engancha rígidamente a él formando un mecanismo de cuadrilátero articulado en el caso de ser suspendida, y si es arrastrada se sujetaría por un bulón restringiendo únicamente el desplazamiento en dos ejes, por lo que irá provista de ruedas. En el caso de ser auto propulsada, el chasis soportaría los elementos necesarios como son el motor o la cabina del conductor.

1.1.2.1.3.- Depósito.

El depósito es el encargado de almacenar el líquido que posteriormente será pulverizado en el campo. La tendencia actual es a construirlos de polietileno de alta densidad debido a su facilidad de conformación y su ligereza, pero también son fabricados de chapa o de otro tipo de plásticos. Puede ser que almacenen el agua y el producto a aplicar o que también haya uno mas pequeño independiente y un mecanismo que haga que se mezcle en el momento controlando los porcentajes en volumen. Actualmente la ley obliga a llevar otro depósito de agua limpia por temas higiénicos. Las capacidades pueden variar desde los 15 litros para las de mochila hasta incluso 5000 litros para pulverizadoras autopropulsadas.

1.1.2.1.4.- Brazos.

Los brazos son los encargados de sujetar las boquillas pulverizadoras del producto y las mangueras que lo transportan hasta estos. Se fabrican de acero o de aluminio y están presentes en las pulverizadoras que se arrastran mediante tractores y en las autopropulsadas. La anchura mínima hasta extremos suele ser 8-10m. En máquinas suspendidas para pequeños cultivos, y la anchura máxima puede llegar incluso a los 40m. En máquinas autopropulsadas para trabajos en grandes superficies de agricultura extensiva.

Según la forma de plegarse se pueden clasificar en manuales e hidráulicas. En las primeras es el operario fitosanitario el que tiene que plegarlas y extenderlas y en las segundas se pueden manejar a través de un sistema hidráulico que realiza las funciones citadas. Todos los sistemas existentes automáticos funcionan con mecanismos hidráulicos.

Así mismo, los brazos hidráulicos pueden contar con un mecanismo que transmita el movimiento por todos los tramos; varios cilindros hidráulicos por tramos, haciendo el plegado independiente de cada uno; y sistemas combinados en los que se pliega a través de mecanismos mecánicos pero el último tramo es gobernado hidráulicamente para salvar obstáculos o reducir el área de trabajo.

La potencia hidráulica es recibida a través de los conectores de aceite estándar que todos los tractores llevan, los cuales se gobiernan desde la cabina y tienen doble vía para cilindros de doble efecto.

1.1.2.1.5.- Bomba.

La bomba es la parte de la máquina que se utiliza para dar presión al agua que se encuentra en el depósito y sacarla por los pulverizadores a una determinada presión. Suele ir colocada debajo o delante del depósito y recibe potencia mecánica de la toma de fuerza del tractor.

También sirve para agitar el líquido del depósito ya que suele crear sobre presión y el circuito tiene un “by-pass” que vuelve a enviar el líquido sobrante al depósito, de esta forma se remueve constantemente. En ocasiones se puede disponer de un accesorio para utilizarla como bomba llenadora del depósito. Pueden ser de pistones, de membranas y de piñones, dependiendo de los rangos de presión y de la cantidad de pulverizadores instalados.

1.1.2.1.6.- Difusores.

Los difusores expulsan el líquido mezclado con el producto de manera homogénea por toda su superficie de acción, que suele ser 500mm. Forman un abanico de líquido de manera que puede ser su proyección una línea un círculo o una elipse. Los hay para distintas aplicaciones en función del producto fitosanitario aplicado o las condiciones climatológicas.

1.1.2.1.7.- Otros.

Además de las partes mas importantes mencionadas, también tienen partes auxiliares como mecanismos de mezclado de líquidos, reguladores de caudal y filtros de agua. En gamas altas algunas marcas disponen de sensores de ultrasonidos que miden la distancia al suelo de los brazos y los regulan automáticamente. También se puede disponer de GPS que indique la posición del tractor



y las correcciones que se deben hacer en la trayectoria para evitar en lo posible el solapamiento de superficie tratada, incluso mecanismos que junto con el GPS guían automáticamente el tractor y el operario solo tiene que acelerar.

Dibujo 2. GPS de orientación.

1.1.3.- MEDIOS INFORMÁTICOS UTILIZADOS.

En la realización del proyecto se ha utilizado el siguiente software:

Para la realización de la síntesis del mecanismo en primer lugar se utilizó el programa Wolfram Mathematica 6.0 a la hora de realizar los cálculos para despejar las incógnitas. Después se empleó el CATIA con el módulo Sketcher.

La simulación de las piezas en 3D y cálculo estructural de algunas se empleó los módulos de CATIA que sirven para lo siguiente:

Sketcher: dibujo en 2D a partir del cual se generaron los sólidos.

Part design y Generative Shape Design: Generación de piezas que se puedan conformar por

soldadura o mecanizado.

Generative Sheet Metal Design: Generación de las piezas conformadas a partir de chapa que se a de plegar, ya que permite extraer los desarrollos.

Assembly design: Ensamblaje de las piezas de los conjuntos unidas rígidamente.

DMU kinematics: Ensamblaje entre conjuntos con movimiento relativo.

Advanced Meshing Tools y Generative Estructural Analysis: Mallado y calculo de piezas por elementos finitos.

Drafting: Generación de planos a partir de los objetos en 3D.

Para la edición de textos y tablas se ha utilizado el paquete de office, concretamente los programas Word y Excel.

Para cálculo de algunas estructuras se ha utilizado el programa AMEB

1.1.4.- ENUNCIADO DEL PROYECTO.

1.1.4.1.- Peticionario.

El petionario del proyecto es la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza.

1.1.4.2.- Destinatario.

El destinatario es el mismo organismo como presentación del proyecto de fin de carrera de Ingeniería Técnica Industrial en mecánica.

1.1.5.- OBJETO DEL PROYECTO.

1.1.5.1.- Objetivo.

Con este proyecto se pretende diseñar unos brazos extensibles con accionamiento hidráulico de una anchura de 18 m. para la aplicación de productos fitosanitarios y abonos líquidos.

Se ha elegido esta medida porque la mayoría de brazos extensibles de este tipo alcanzan los 16 metros de longitud y así, se consigue una diferenciación en prestaciones. La anchura establecida permitirá que sean optimas para ser montadas en maquinas suspendidas desde 1000lts y en maquinas arrastradas de hasta 3000lts aproximadamente, por lo tanto un objetivo clave es una construcción sencilla y de poco material, a la vez que prestaciones reservadas, ya que deben ser económicas. Su predecible almacenamiento en naves agrícolas obliga a que sean compactas en su posición de plegado. Esta amplitud se debe conseguir sin renunciar a la rigidez y durabilidad, ya que en la actualidad, los modelos existentes de igual tamaño no son lo suficientemente resistentes, o las que si lo son, tienen un precio elevado, extraído esto desde la experiencia de los propios

agricultores.

A través de los medios informáticos disponibles de simulación y cálculo se ha intentado aproximarse a los requerimientos reales de este tipo de dispositivo y, aunque faltaría la prueba de un prototipo, siempre necesaria, el modelo conseguido responde bien a los requerimientos aplicados.

El alcance, propiamente dicho, del presente proyecto, comprende la síntesis de un mecanismo complejo a través del análisis y síntesis de distintos mecanismos para conseguir los requerimientos necesarios, un posterior análisis del mecanismo conseguido y un diseño de fabricación en base a la síntesis realizada. Este diseño será realimentado en función de los resultados obtenidos en los cálculos resistentes y también puede realimentar al diseño cinemático, adaptándolo a que las piezas trabajen en condiciones óptimas. Por último los mecanismos con mayor tendencia al fallo serán optimizados para que aumente resistencia y rigidez, pero sin complicar las formas constructivas u otros métodos que puedan aumentar el coste final del producto.

1.1.6.- ESPECIFICACIONES EXIGIDAS.

1.1.6.1.- Dimensionales.

Como ya se ha indicado en varios apartados, la anchura de trabajo de los brazos será de 18m. para que pudiendo desmontar 1m. por cada lado sea de 16m. y pueda entrar perfectamente por los marcos de los campos de regadío y para grandes extensiones es una medida ya grande, por ello es muy usada por los fabricantes. Cuando las barras se encuentren en la posición de transporte, deberán medir la máxima dimensión permitida para transporte por carretera, para que la parte replegable sea la mínima posible, por lo tanto la anchura de transporte será de 2,55 m. La altura máxima se aproximará a 3 m. ya que se considera una medida muy parecida a las de los brazos de características similares. Por las características de funcionamiento se prevé que la longitud transversal no excederá de 0,5 m. pero no se exige una dimensión máxima. La altura que pueda tener en posición de pulverización no importa ya que se trabaja en campo abierto sin restricciones de ningún tipo.

1.1.6.2.- Constructivas.

Para que sobre todo se consiga un costo competitivo, las formas constructivas se realizarán pensando en una fabricación simple, con una necesidad baja de equipos y procesos. Como es una máquina agrícola, primará el diseño práctico ante el estético. La fabricación inicialmente no será de grandes series por ello no se puede introducir procesos signifiquen un desembolso inicial alto a amortizar con una alta producción. Por último ha de ser un diseño que tenga la capacidad de ajustarse una vez montado y así evitar el empleo de tolerancias demasiado bajas que pudieran

aumentar el costo de producción.

1.1.6.3.- Constitutivas.

El material utilizado debe ser el acero al carbono E-350, ya que la tecnología actual en los equipos de un taller de producción de una máquina de estas características en cuanto a soldadura se refiere, que en este tipo de fabricación es muy importante, solo trabaja con este metal.

Debido a la ligereza requerida en las partes extremas de la estructura, el aluminio es aconsejable como material resistente y ligero, aunque se deberá utilizar de manera que su uso no implique soldadura ni operaciones de cambio de estado, sino que se deberán utilizar otras tecnologías de unión (remaches, tornillos, aprietes,...)

1.1.7.- CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.

Anchura total: Posición de pulverización: 18m.

Posición de transporte: 2,55m.

Altura total: Posición de pulverización: 0,75m.

Posición de transporte: 2,850m.

Longitud transversal: 0,35m.

Peso: 115Kg.

Materiales: Acero E-350 y Aluminio 3003

Carga máxima admisible: 0,25 N. Puntual cada 0,5 m y distribuida de 12,9 N./m

Presión máx./min. de trabajo del circuito hidráulico: 200 / 40 bar

Caudal de trabajo: 63l/min.

1.1.8.- FECHA Y FIRMA.

En Zaragoza a 1 de Mayo de 2010

Firmado: Alfredo Ferrando Sixtac. Ingeniero técnico industrial en Mecánica

1.2.- DISEÑO Y CÁLCULOS.

1.2.1.- CINEMÁTICA.

1.2.1.1.- Métodos empleados.

Para encontrar unas medidas correctas de los eslabones que satisficieran las especificaciones necesarias de desplazamiento y posición se han ido usando distintos métodos hasta que se ha llegado al que proporciona los mejores resultados.

En primer lugar se propuso una geometría la cual no funcionaba y se intentó llegar a una solución de la siguiente manera. Se calculaba la sensibilidad de los desplazamientos en función de la variación de longitud de los eslabones estimados y de la posición angular que ocupan. Los desplazamientos eran los que estaban restringidos a unos valores que son objeto de síntesis. Posteriormente estos resultados eran interpretados mediante tablas de valores y gráficos y se extrapolaban a máximos posibles para llegar a los objetivos de desplazamiento. La herramienta utilizada para ver los efectos de esas variaciones y poder medirlos era el programa CATIA mediante el módulo DMU Kinematics, que permite montar mecanismos, simular sus movimientos y posteriormente medir los parámetros necesarios.

Los inconvenientes que presenta básicamente este método de síntesis son los siguientes:

-La solución que se encuentra es aleatoria, sin poder tener en cuenta condiciones geométricas deseables como pueden ser ángulos de transmisión aceptables o pasos por puntos de agarrotamiento, que hacen que el mecanismo se comporte de mejor manera.

-No se puede controlar dimensiones totales del conjunto (altura, anchura,...)

-Es un método lento para realizar una realimentación, es decir, encontrar una geometría nueva que solucione un problema que se ha planteado en un análisis anterior y si no se dispusiera de la herramienta informática sería imposible de realizar.

Por lo tanto aparece la necesidad de utilizar otro procedimiento de síntesis que corrija estos problemas. Ante esto se introduce un método de cálculo para hallar las dimensiones de los eslabones de los cuadriláteros articulados en función de los ángulos que se desean.

Para ello se crean unas tablas en Excel, una para cada uno de los cuadriláteros articulados que configuran el mecanismo completo. El procedimiento de cálculo empleado es la ecuación de Freudenstein, que permite establecer una relación entre la evolución angular de la barra conductora y conducida en un mecanismo de cuatro barras o cuadrilátero articulado, y también en su forma para un mecanismo biela-manivela, que son los dos tipos de mecanismos utilizados en la máquina.

Un problema muy común que presentan estas ecuaciones, es que para determinados requerimientos angulares, el resultado que nos da en longitud de algunos eslabones es negativo, lo que indica que esa configuración es imposible, pero que a priori eso no se puede saber debido a la pérdida de contacto con los métodos gráficos.

En el caso que nos ocupa todas las síntesis son del tipo “síntesis de dos posiciones en un cuadrilátero articulado” (Pulverización y transporte), por lo tanto según la ecuación de Freudenstein tenemos dos ecuaciones, una para cada posición, y ocho incógnitas, de las cuales cuatro corresponden a la longitud de los eslabones y cuatro a las parejas de valores que toman los dos ángulos, el de la barra conductora y el de la barra conducida. Para despejar dos incógnitas se ha utilizado el programa Mathematica 6.0 y se ha llegado a la siguiente conclusión:

Las incógnitas que se han de despejar siempre han de ser las de la longitud de dos eslabones, ya que es imposible despejar alguno de los ángulos incógnita en función de la carrera deseada, la longitud de tres eslabones y los ángulos inicial y final del ángulo restante. Tampoco se puede dejar como incógnita ese ángulo en función del ángulo de transmisión inicial y final del mecanismo, ya que este no está presente en la ecuación y solo puede ser medido o calculado una vez definido el mecanismo. El ángulo de transmisión en las posiciones extremas es muy importante en este mecanismo, ya que los principales esfuerzos los realiza en esas posiciones. Estas limitaciones se pueden corregir a través de tablas de Excel en las que se varíe una longitud trascendental en cuanto a exigencias y se optimice los ángulos y longitudes deseados calculando su resultado para cada variación.

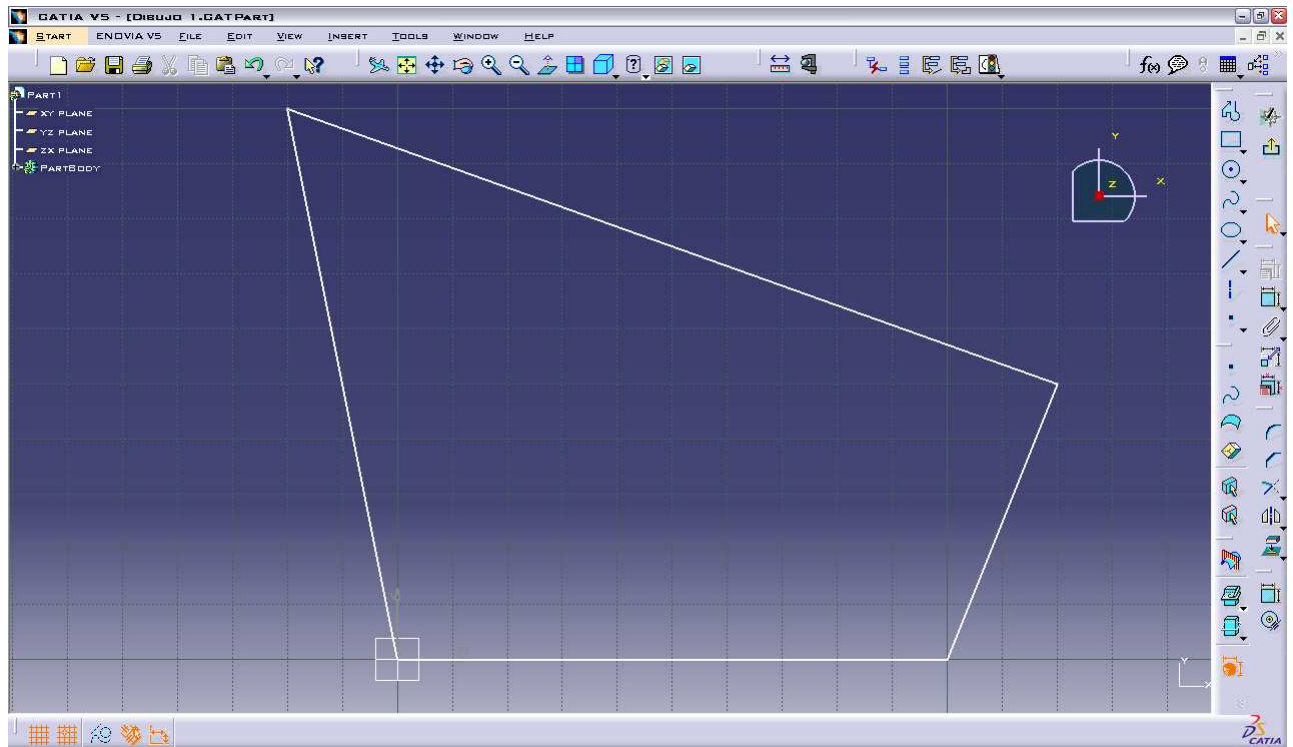
Este proceso implica el utilizar muchas tablas que midan todas las magnitudes necesarias, las cuales además deben de estar combinadas, ya que la carrera de un eslabón en un cuadrilátero debe coincidir con la carrera de otro eslabón en un mecanismo precedente.

Tampoco se pueden introducir dimensiones máximas del mecanismo, en cuanto a espacio ocupado en distintas posiciones. Para ello, hay que realizar operaciones matemáticas y geométricas muy complejas y que llevan a error muy fácilmente.

Aunque es un tipo de síntesis con la que se pueden obtener buenos resultados, a pesar de los inconvenientes nombrados, se desarrolla otro sistema mucho más simple y rápido, gráfico y que a la vez se pueden introducir los requerimientos necesarios, tanto dimensionales, como angulares. Para ello se utiliza de nuevo el programa CATIA esta vez con el módulo Sketcher. Se trata del módulo que se emplea en el programa para dibujar los bocetos en dos dimensiones que posteriormente se utilizarán mediante otros módulos de distintos tipos para obtener dibujos en tres

dimensiones. Su característica principal que se aprovecha para realizar la síntesis es que las dimensiones de los elementos que no están restringidas a un valor, tanto dimensiones longitudinales como angulares, se adaptan a las restricciones que se les da a los demás objetos, las cuales pueden ser de tipo dimensional y posicional.

Para explicar el proceso de síntesis, en primer lugar se va a dibujar cuatro líneas formando un cuadrilátero irregular que esquematizan un cuadrilátero articulado.

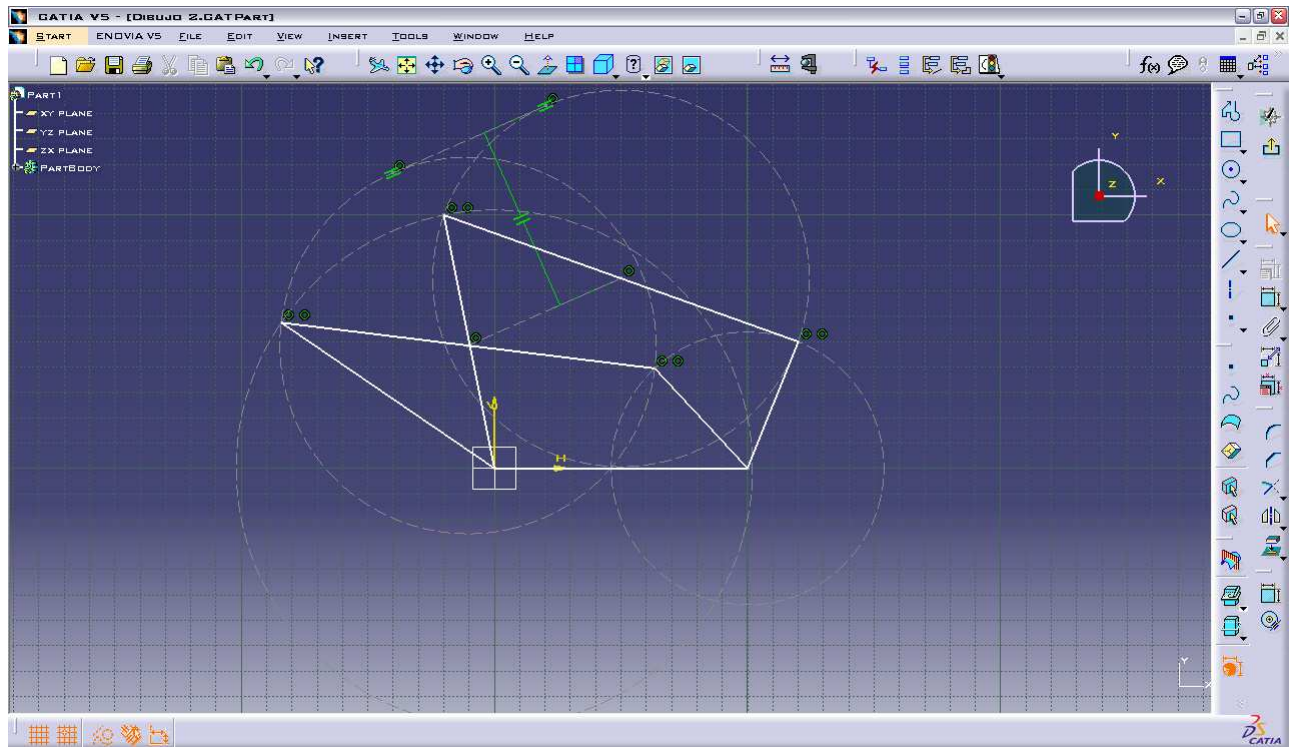


Dibujo 3.

Hay que decir que en dicho módulo la geometría es de color blanco mientras hay todavía un grado de libertad o más. En ese caso se pueden arrastrar los dibujos sin ningún problema, manteniéndose siempre las restricciones que hasta el momento se hayan declarado.

Volviendo al dibujo, se puede dibujar sobre este cuadrilátero, otro, el cual use la misma base, pero los demás “eslabones” sean distintos. Para que coincidan en longitud se dibujan círculos de construcción, (se llaman así porque son de línea discontinua y sirven como referencia) con centro en el eje de giro tanto de los eslabones conductor y conducido y su circunferencia coincidente con los extremos de estos eslabones. Para establecer que los eslabones que hacen de biela también sean iguales longitudinalmente se dibujan también dos círculos de construcción, uno en cada biela. A estos se les aplica las siguientes restricciones: El centro se hace coincidir con la línea de las bielas y los dos puntos extremos de las bielas con la circunferencia de cada uno de los círculos que ya son

coincidentes línea-centro. Estos dos círculos se unen mediante dos líneas, una que pasa por los dos centros y otra que es tangente a ambos por el mismo lado. Si estas líneas se hacen paralelas se cumple la condición de que ambas bielas tendrán la misma longitud independientemente de que posición tomen la una respecto de la otra. El dibujo es el siguiente:



Dibujo 4.

De esta manera tenemos dos cuadriláteros articulados iguales pero en distintas posiciones, con una base o bastidor común, es decir, están representadas dos posibles posiciones de un cuadrilátero articulado.

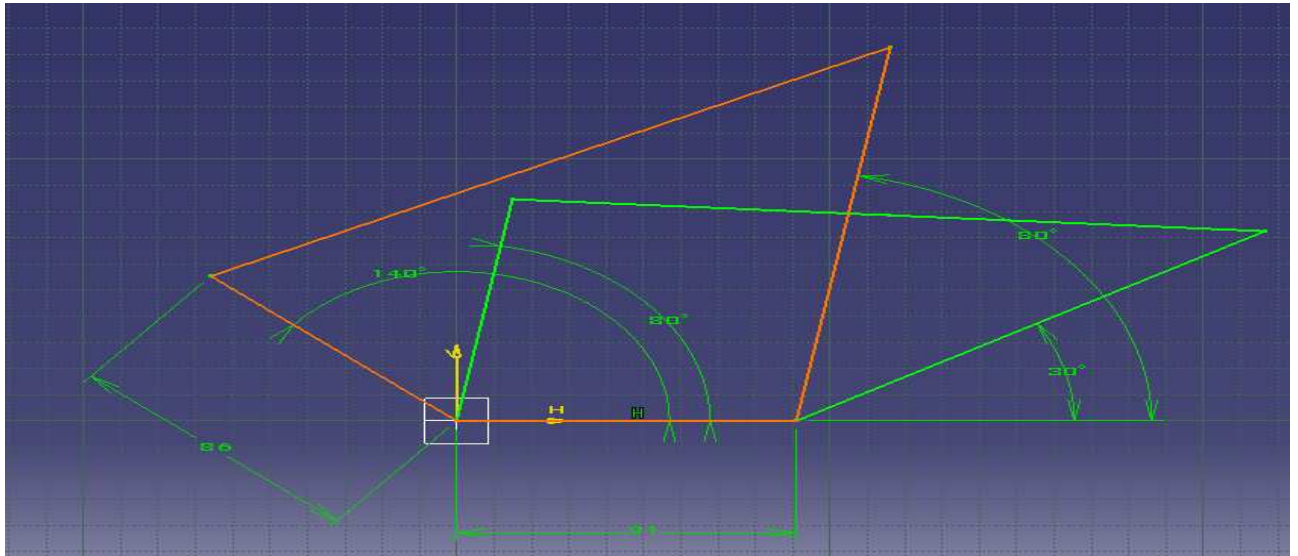
Ambos aparecen de color blanco, lo que indica que se pueden añadir restricciones en ellos, es decir, dar valores a incógnitas. En primer lugar se va a realizar el caso típico en la síntesis mediante la ecuación de Freudenstein con tres ejemplos. Se introduce la longitud de dos eslabones y la posición inicial y final de los ángulos de las barras conductora y conducida, todos los valores para una síntesis hipotética. También se ha posicionado en la coordenada (0,0) un punto del mecanismo y al bastidor se le ha dado la restricción de horizontalidad para restringir la posición y los grados de libertad de los cuadriláteros en el espacio bidimensional.

Son tres casos de síntesis de dos posiciones cada uno con alguna particularidad que se explica a continuación.

En el segundo caso en vez de introducir los ángulos finales se ha introducido la carrera

deseada, que a efectos prácticos es lo mismo que si introdujéramos dos ecuaciones más en las que los ángulos estarían en función de la carrera, pero que nos da una idea de las posibilidades que tiene este método.

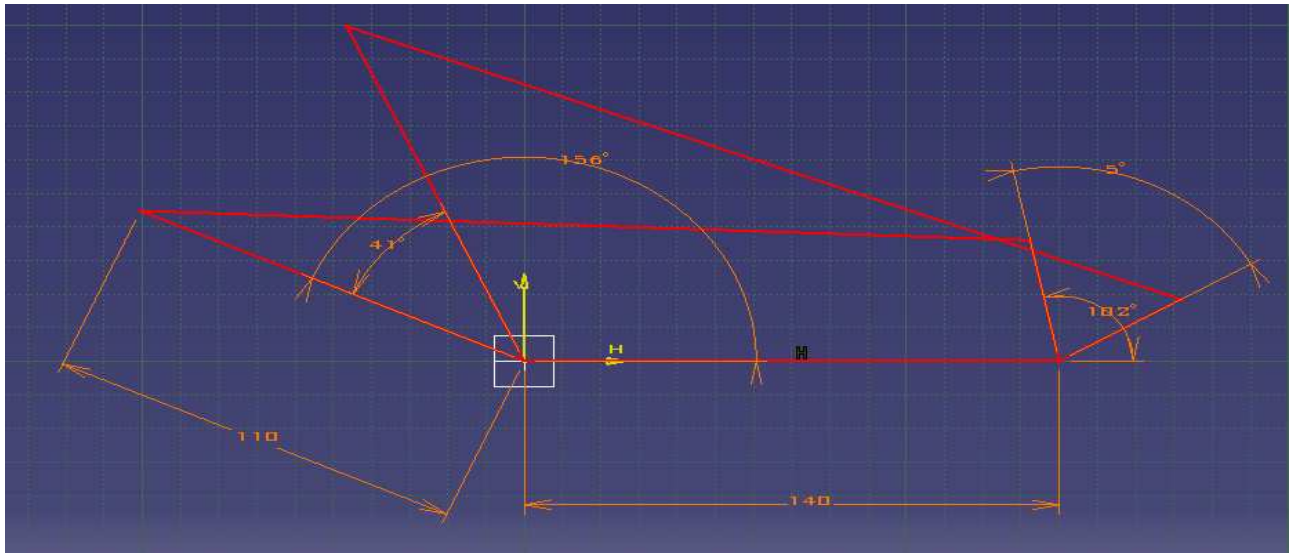
El último caso, en rojo, indica que no existe solución a los requerimientos angulares deseados o que los eslabones tendrían que ser de longitud muy alta, que no infinita.



Dibujo 5



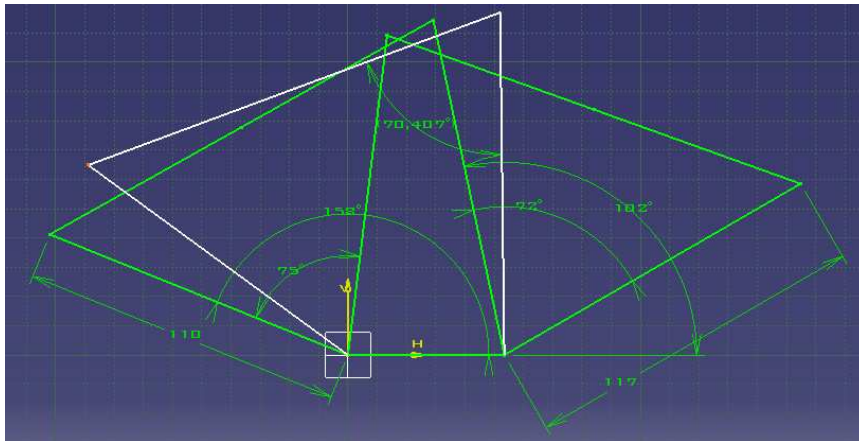
Dibujo 6



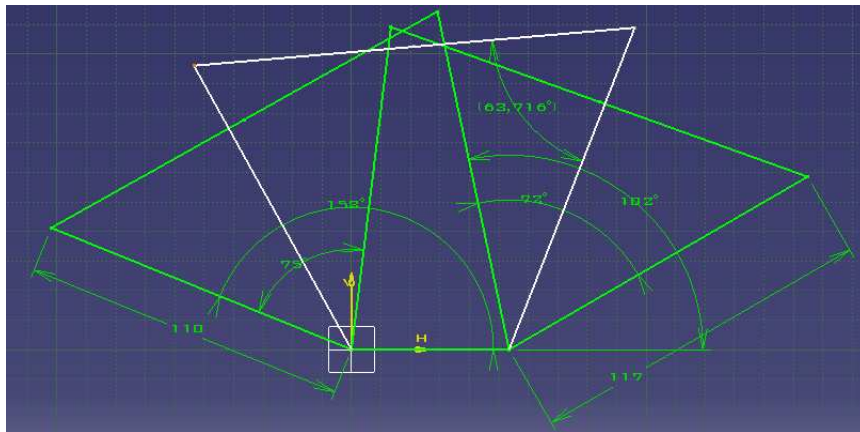
Dibujo 7

Se han ocultado los círculos y líneas de construcción y los símbolos de las restricciones para hacer el dibujo mas claro para poder ver las cotas. El esquema del cuadrilátero en la posición inicial se ha sobresaltado para distinguirlo mejor de la posición final.

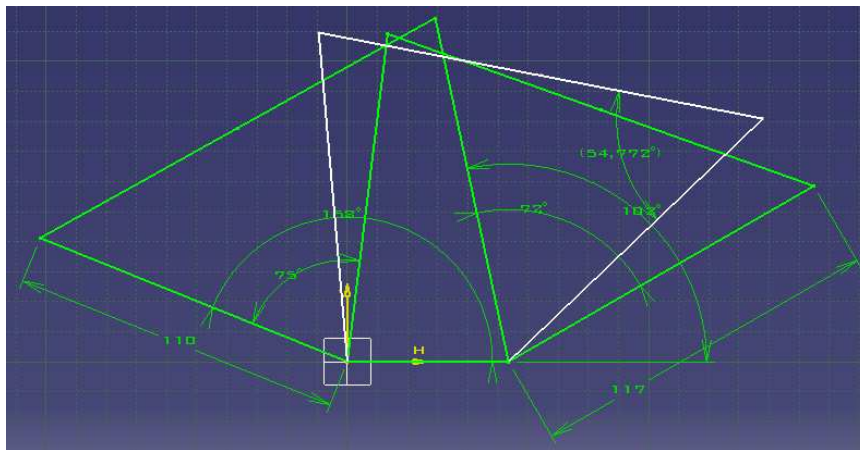
Como es un método geométrico de posiciones puntuales, cabria la posibilidad de que determinadas posiciones intermedias fueran imposibles o muy desfavorables. Para comprobarlo se puede dibujar otro cuadrilátero con las restricciones que hacen que sea igual en longitud a los otros dos pero sin restricciones de posición angular, de manera que se puede arrastrar con el ratón por toda la carrera del mecanismo. En los siguientes dibujos aparece:



Dibujo 8



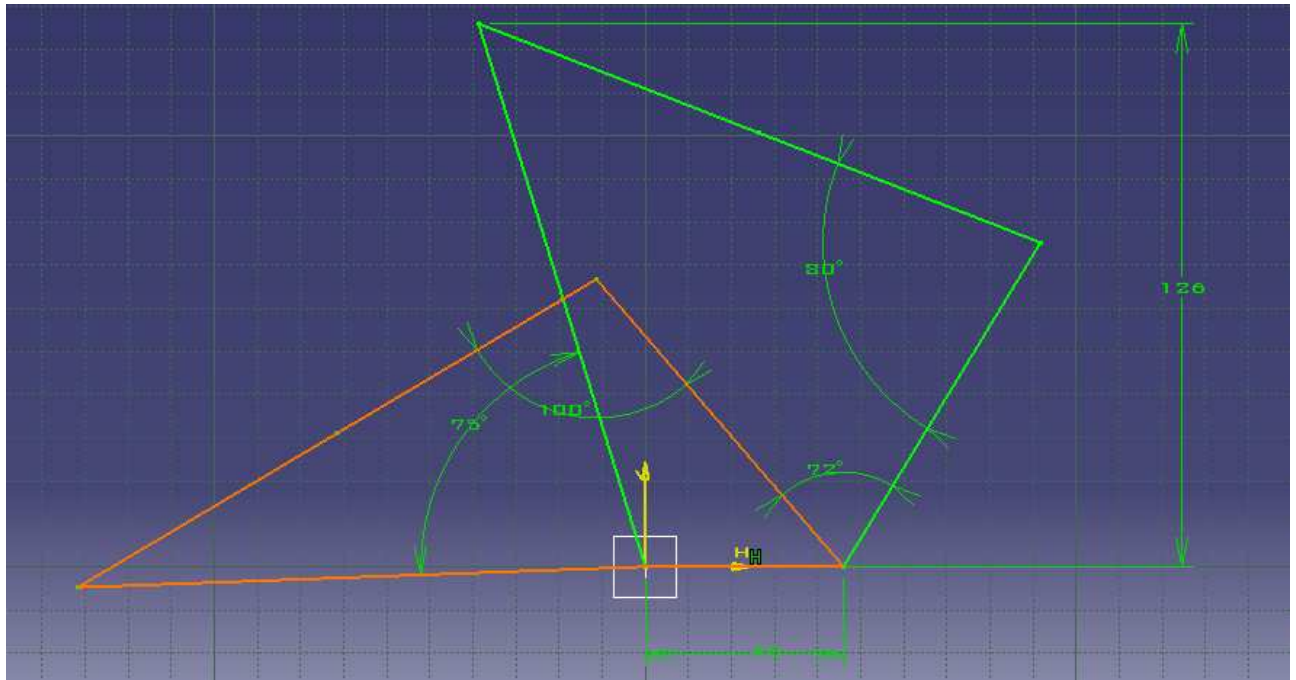
Dibujo 9



Dibujo 10

Si se coloca una restricción angular en posición “reference”, la cual aparece entre paréntesis, solo mide el ángulo pero no restringe el valor como puede apreciarse en las imágenes anteriores. Así se puede saber el ángulo de transmisión para todas las posiciones y la evolución del mecanismo.

Por ultimo se va a realizar una síntesis que parece más interesante. Se introduce como restricciones la longitud de un eslabón, las dos carreras y los ángulos de transmisión inicial y final. Además se restringe la altura máxima.

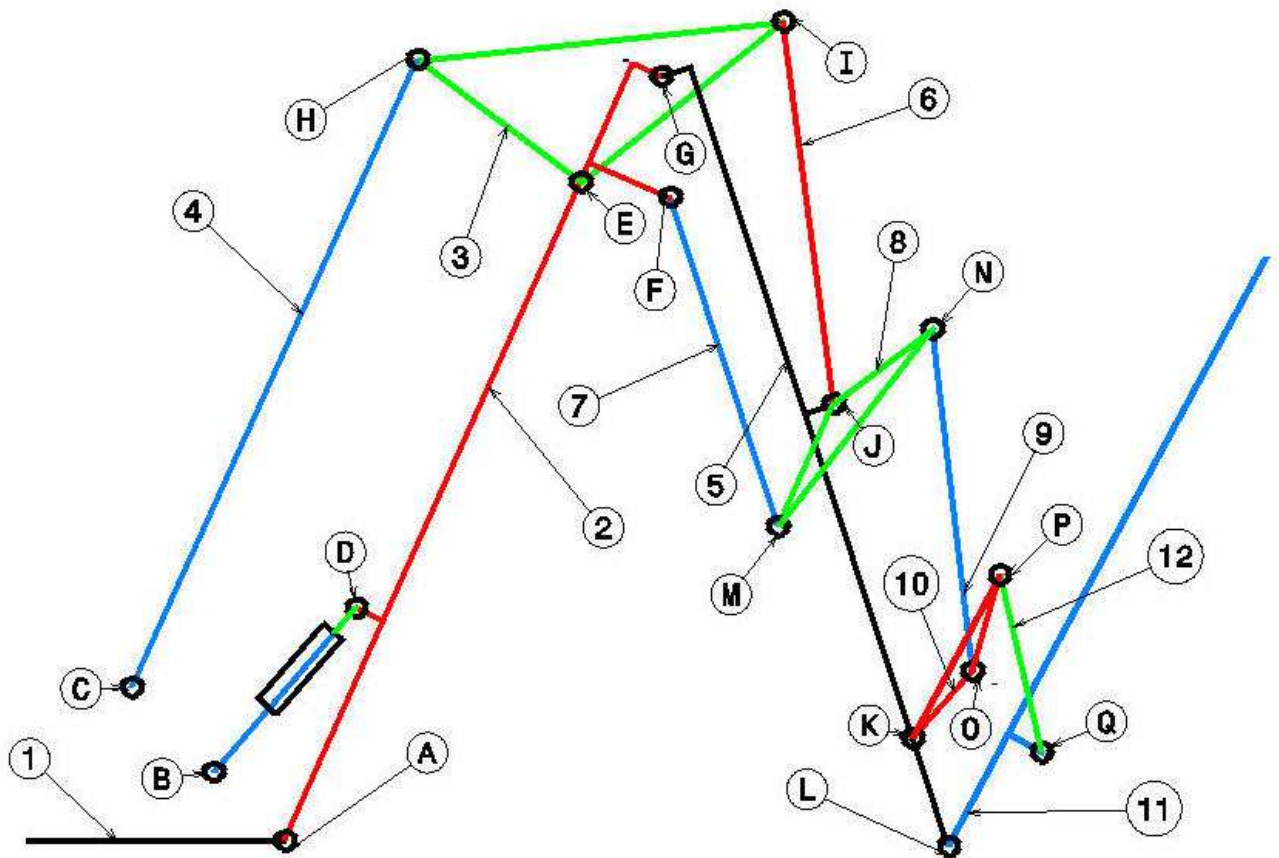


Dibujo 11

Este caso es mucho más útil, ya que se puede restringir las dimensiones a ocupar, lo cual es importante en el mecanismo que acontece. Además los ángulos de transmisión son los mas óptimos ya que se utilizaría el tramo de carrera en que los ángulos son mejores, balanceándolos si se quiere para que un extremo trabaje mejor que otro. Aumentarlos o disminuirlos ya respondería a otros criterios como puede ser la fabricación (eslabones muy grandes, mucho espacio ocupado, etc.)

En conclusión es un sistema rápido y sencillo que se adapta mucho mejor a los requerimientos y que permite ver los resultados gráficamente, lo cual es muy importante en el diseño de mecanismos. Por tanto, este método se va a emplear para encontrar la solución al mecanismo planteado.

1.2.1.2.- Soluciones posibles y adoptadas.



Dibujo 12

En primer lugar, en lo que a sujeción del eslabón 1 a la máquina se refiere, se ha optado por que fuera móvil, colgado de dos barras formando un trapecio. De esta forma no se transmiten los movimientos del tractor producidos por los baches que hay en el terreno y que de otra manera producirían acercamientos y alejamientos muy pronunciados de los extremos de las barras al suelo.

Tras analizar varias configuraciones, la solución adoptada se estima como la más apta. Los submecanismos que la componen son los siguientes:

Los eslabones 1, 2, 3 y 4 forman el primer cuadrilátero articulado en el cual el eslabón 2 actúa de manivela. Se ha preferido que el eslabón 4 junto con el 3 sean los que sujeten el brazo al bajar y alinearse actuando como tirante, y dejar al cilindro hidráulico que no trabaje en la posición de pulverización para que no sufra y para que el eslabón 2 no trabaje a flexión y si a compresión que siempre es más aconsejable. Con ello se consigue que la sección no se deba aumentar posteriormente en ese tramo para aguantar los esfuerzos y sea uniforme longitudinalmente. Para que el eslabón 4, como se ha dicho, sujete la estructura, el eslabón 3 y el 4 deberán ser casi paralelos en la posición de pulverización aunque se deberá evitar mediante algún tipo de tope para que no se agarrote el mecanismo al plegarse. La base del cilindro hidráulico se colocara entre el eje A y el C

para que se localice entre los eslabones 2 y 4. De esta manera simplifica el diseño y evita interferencias entre el cilindro y el eslabón 4. Además la carrera no debe ser demasiado larga, que mejora el precio.

Para que el eslabón 5 se repliegue consiguiendo una carrera angular relativa entre este y el eslabón 2 superior a 180° se ha optado, tras muchas otras configuraciones por añadir una díada formada por los eslabones 5 y 6 que forman otro cuadrilátero articulado contiguo, y que todo junto forma un mecanismo de tipo Watt. La desviación del CIR 2-5 o eje G, respecto del eje horizontal del eslabón 2 es necesaria para que la carrera angular relativa de los eslabones 2 y 5 sea ésta y se alcance este valor con menor dificultad y sin sacrificar el valor de los ángulos de transmisión, aunque complique la construcción. Además hace que las barras se separen en la posición de plegado o transporte por lo que se evitan interferencias, aunque aumente la anchura en esta posición. En este caso, cabía la posibilidad de añadir un pequeño mecanismo para que cambiara el Cir. 2-5 de posición relativa pero tras estudiar esa opción se concluyó que aumentaba demasiado la complejidad de ejecución y las ecuaciones para poder sintetizar correctamente ese mecanismo eran demasiado complejas y requerían de mucha potencia de cálculo. Todo ello sin compensar el beneficio cinemático que se obtiene.

La opción mas parecida en el mercado es la que se adopta por la marca Aguirre en sus barras de gama baja. En ellas se utiliza una sirga como eslabón 4 y se sustituyen los eslabones 3 y 6 por una polea solidaria al eslabón 5. Esta solución aunque con menos eslabones, requiere más complejidad constructiva del eslabón 5 y el empleo obligado de sirgas, que tienen rigidez nula a compresión y provoca que haya saltos de la estructura hacia arriba al no haber impedimento.

La configuración que adoptan los eslabones para el plegado obliga a que la barra situada en el extremo se deba plegar de forma contraria a como lo hace la segunda. Tal como se ha planteado consta de un mecanismo de cuadrilátero articulado formado por los eslabones 2, 5, 7 y 8, y contiguamente otro formado por los eslabones 5, 8, 10 y 9. Por ultimo, el cuadrilátero formado por los eslabones 5, 11, 12 y 10 hace que se transmita el mecanismo hasta la última barra. Cabía la posibilidad cinemáticamente de que se plegara sin la necesidad de este ultimo mecanismo, pero los ángulos de transmisión conseguidos en las posiciones extremas, siempre inferiores a 10° para una carrera angular de 170° , no lo aconsejaban, ya que mínimas deformaciones en el rango elástico del material encadenadas en las piezas podrían ocasionar que se agarrotara el mecanismo, aparte de esfuerzos grandes. Por tanto el ultimo cuadrilátero aumenta esos ángulos de transmisión y casi no añade peso, que es muy critico cercano al extremo, por lo que es mas optimo mecánicamente, aunque lo complica constructivamente. Otra opción estudiada era colocar dos poleas solidarias a los

eslabones 2 y 12, como hacen algunos fabricantes, y unidas estas por una sirga, pero esta opción indica que se necesita otro mecanismo para evitar los puntos en los que esta sirga trabajase a compresión que los hay.

Otra opción que se ha estudiado ha sido colocar otro eslabón pivotando en el eslabón 5 y este que se una al 8 y al 2 teniendo la misma forma que el eslabón 3. De esta manera aumenta el número de eslabones innecesariamente pero si se coloca un cilindro hidráulico que gobierne la posición de este último eslabón se consigue que el gobierno de la barra extrema sea independiente. Esta opción se desecha por aumentar el precio, el número necesario de tomas de aceite y porque ningún otro modelo de características similares incluye esta opción. Además para evitar las colisiones se colocara un muelle haciendo que el eslabón 11 sea flexible con capacidad de volver al estado inicial gracias a una solución constructiva que se detalla mas adelante.

Por ultimo para comparar esta solución con las que están actualmente en el mercado y son mas parecidas, la geometría propuesta hace que el eslabón 11 se mantenga horizontal debido a la tensión de tracción y compresión de los eslabones adyacentes, y aunque se desplace angularmente el extremo del eslabón 5, la posición angular del 10 no varía prácticamente. En la solución adoptada por Aguirre se mantiene horizontal porque al final del recorrido relativo de la barra extrema se produce un apoyo superficial con la barra intermedia haciendo que se comporte como una viga en voladizo. Esto provoca que la barra media trabaje a flexión, deformándola y haciendo que pierda rigidez el conjunto, algo muy esencial en este dispositivo para mantener la homogeneidad en la aplicación en la superficie del producto. Las barras que son montadas por MAKATO solucionan ese problema en ese enlace pero lo tienen igualmente en el que correspondería al enlace 2-5. Además el número de eslabones es superior.

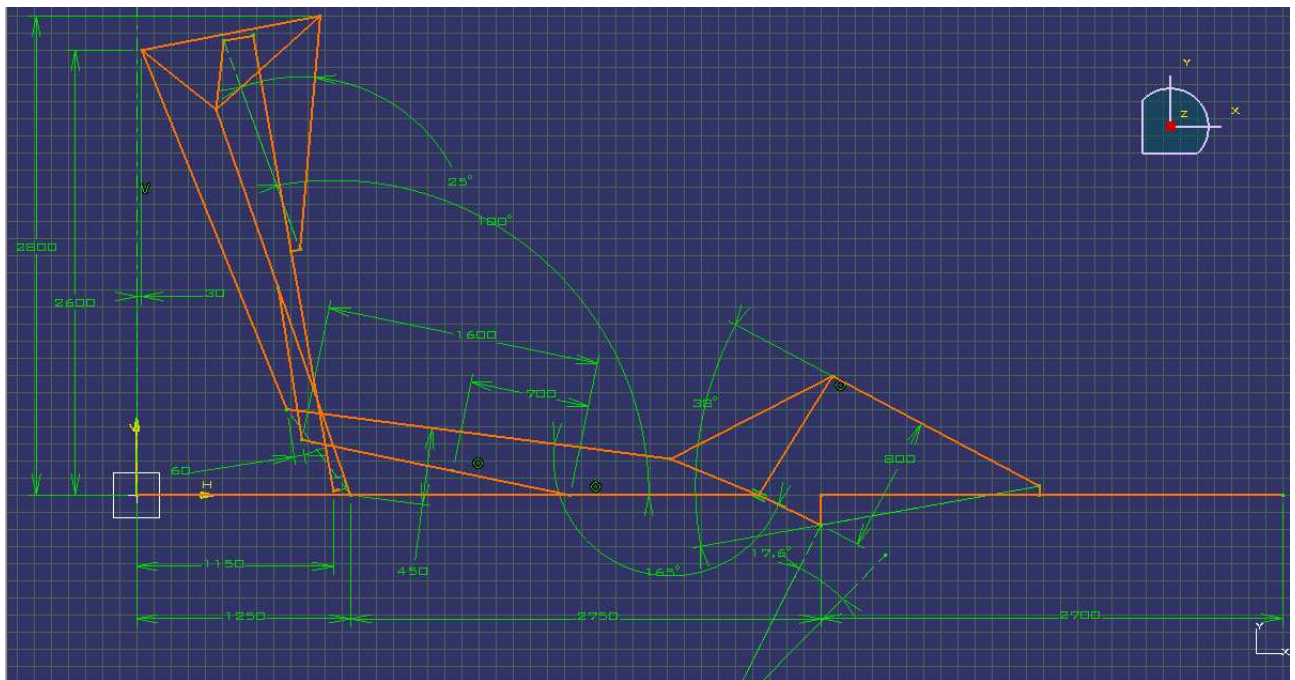
1.2.1.3.- Síntesis grafica utilizando los módulos Sketcher y DMU Kinematics del programa CATIA.

Para realizar la síntesis en primer lugar se ha dibujado las partes del mecanismo completo de forma esquemática en el modulo Part Design como un archivo de pieza, dibujando todas las piezas de un mismo eslabón en el mismo archivo. De esta manera se consigue un diseño relacional que hace que posteriormente cuando las piezas se extraigan una por una, estas encajen entre si, además la modificación será conjunta y por consiguiente mucho mas rápida. Posteriormente, estos archivos de pieza que contienen los eslabones se han ensamblado en el modulo DMU Kinematics. De esta manera se podrá observar y comprobar el funcionamiento.

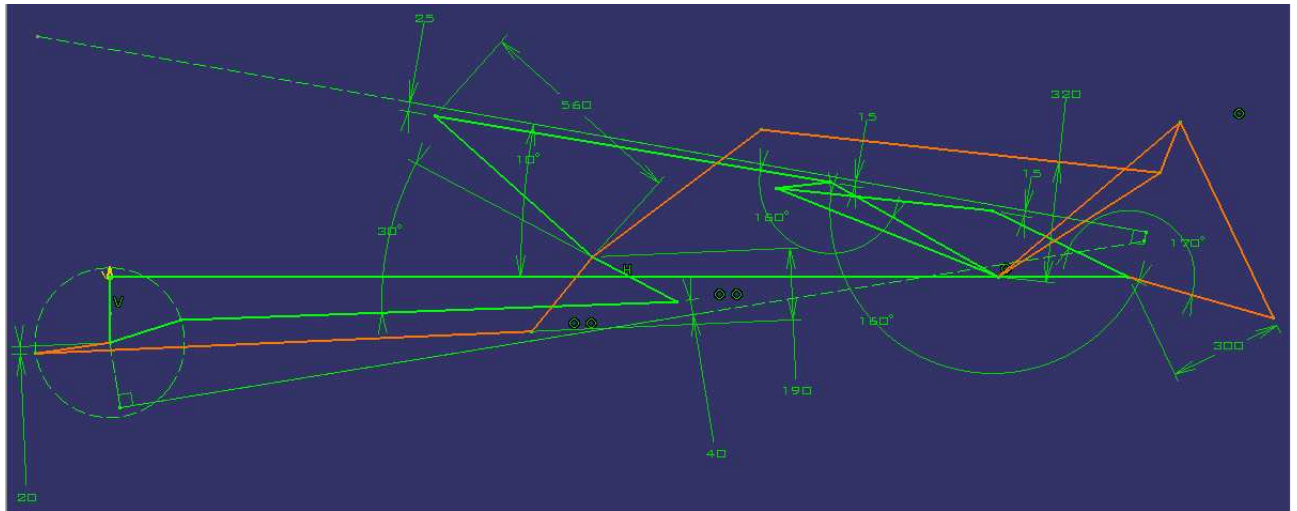
Se realizan los eslabones de una sola pieza y esquematizados para evitar consumir demasiados recursos del ordenador que es lo que ocurriría si se hiciera un ensamblaje de detalle con

todas las piezas. El problema es que de momento no se puede saber si hay interferencias al 100%, ya que todas las piezas de los eslabones no se han dibujado, luego, podría haber alguna configuración imposible o muy difícil de fabricar, pero eso se comprobará cuando se realice tal diseño. En este módulo también se puede medir la velocidad y la aceleración, tanto lineales como angulares de los puntos que se quiera del mecanismo. Se ha pensado que se colocara un regulador de caudal para que la velocidad de replegamiento sea muy lenta por lo tanto no será necesario realizar un análisis de velocidad y aceleración para calcular fuerzas dinámicas en el replegamiento.

Posteriormente se dibuja el mecanismo de replegamiento de las barras primera y segunda junto con la esquematización del cilindro hidráulico en el módulo Sketcher como se ha dicho antes. En otro archivo se dibuja la parte del mecanismo que falta correspondiente a los cuadriláteros que intervienen en el replegamiento de la última barra de manera que la parte que depende del mecanismo restante se introduce como restricción. Se hace de esta manera, en dos archivos distintos, por lo dicho anteriormente, para que el ordenador no se ralentice. Los esquemas aparecen a continuación:

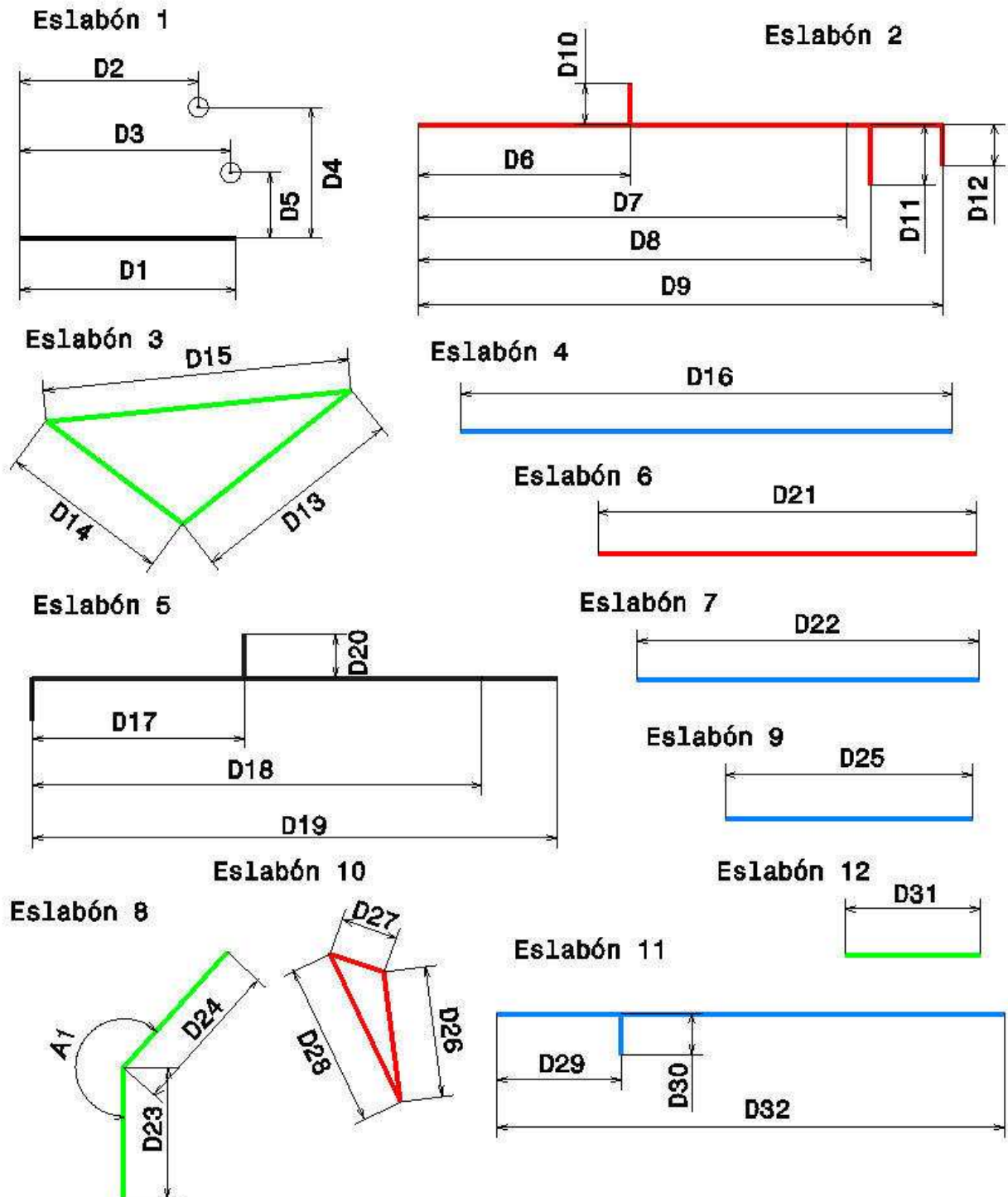


Dibujo 13

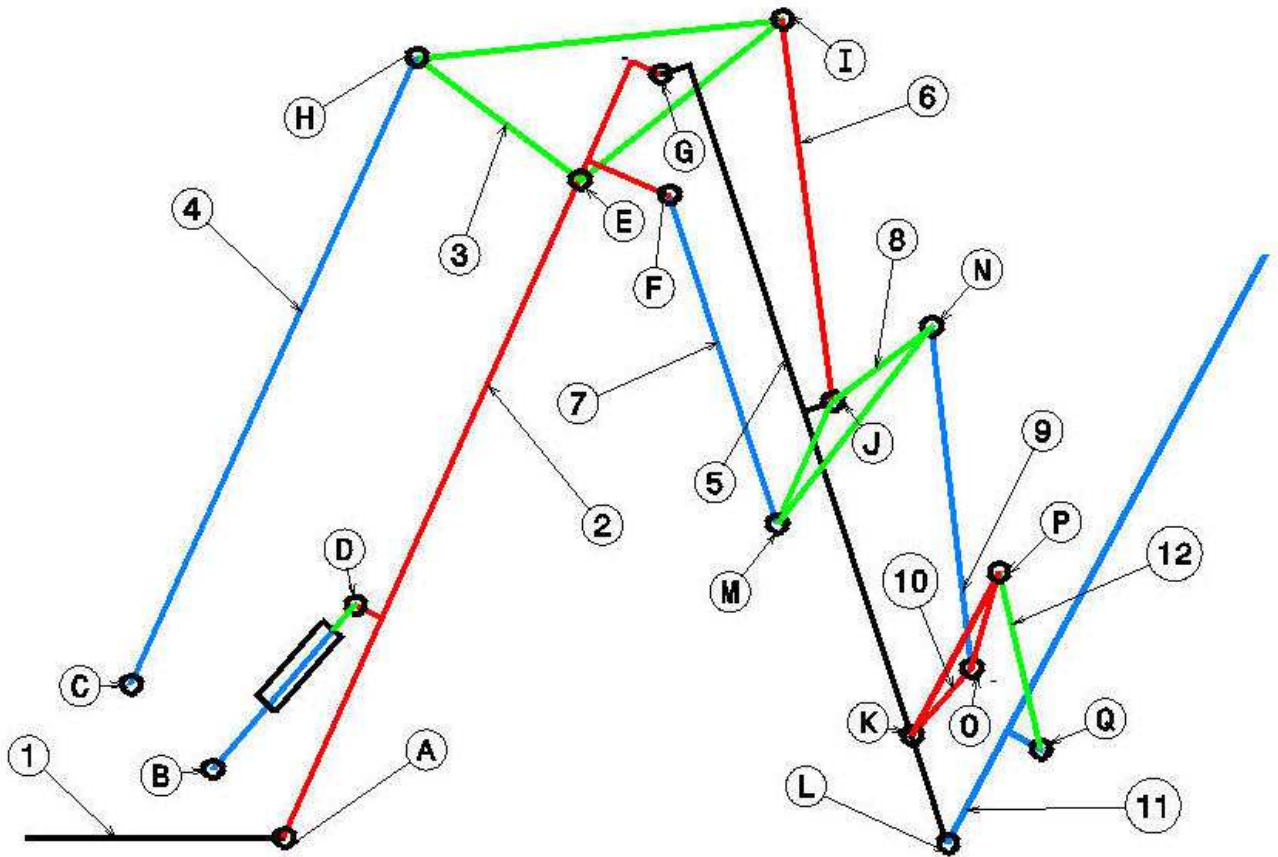


Dibujo 14

Para poder explicar y localizar las restricciones empleadas en los eslabones correspondientes se van a numerar los eslabones y dar una letra a los pares de enlace. Las medidas principales también se han numerado ya que así se podrá hacer referencia a ellas por su número, además, se realizara una tabla de Excel que este conectada con todos los eslabones del mecanismo completo y que realizara las modificaciones en CATIA globalmente sin tener que abrir cada pieza una por una. Los esquemas aparecen a continuación en posición intermedia para que sea mas claro.



Dibujo 15



Dibujo 16

Para los mecanismos de las barras primera y segunda que aparecen en el dibujo 1 se han dado las siguientes restricciones de longitud a las dimensiones principales. Por supuesto esta que todos los eslabones en ambas posiciones tienen la restricción de ser iguales en longitud:

A D1 se le da 1250mm. que es la distancia que hay desde el centro de la maquina al eje de pivotamiento del eslabón 2 con el uno o eje A. La anchura máxima para transporte por carretera sin tener que utilizar ningún medio obligado por ser un vehiculo especial es 2550mm. por lo tanto:

$$2550 / 2 - 1250 = 25\text{mm}$$

Luego, quedan 25mm tras el eje A. Esto tiene varias implicaciones buenas y malas que se han tenido en cuenta. La dimensión suspendida es la menor posible, pero por ello las demás barras irán introducidas en el interior del eslabón dos sin sobresalir, ya que sino se superara la medida establecida. Esta implicación puede crear muchas interferencias, aunque se tendrá en cuenta en futuras consideraciones. Por ultimo el par de enlace en A deberá tener como máximo 25mm de radio, aunque parece bastante para la magnitud de la solicitud estimada.

D9, que será la distancia útil para colocar difusores en el eslabón 2 será de 2750mm para que estando plegada no sea demasiado alta la maquina y eso perjudique al almacenamiento de la

misma. Además a esa altura hay que añadir lo que se eleve el eslabón 3 sobre esta.

En este mismo eslabón, al eje D se le hace coincidir con la línea que una A y E, de esta manera D10 es 0mm. Con esto, se consigue una construcción más sencilla de este eslabón, aunque si se observa que esta dimensión provoca unos malos resultados en el ángulo de transmisión del cilindro hidráulico, esta dimensión se podría variar.

Por ultimo, a la longitud útil para colocar difusores del eslabón 5, D19, se le da 2700mm. para que sea un poco mas corta que la primera y quede por encima, ya que se ha de introducir en esta y así, de antemano se evitan futuras interferencias.

Las únicas cotas impuestas de antemano son las del cilindro hidráulico que tiene 700mm de carrera y mide 1600mm de longitud total estando desplegado. Se ha elegido de esta carrera buscando un equilibrio que reduzca la flexión, ya que levanta el eslabón desde una gran longitud, y no sea demasiado largo, lo que produciría que fuera muy pesado y un encarecimiento excesivo, aunque se podría estudiar los esfuerzos en función de los cilindros hidráulicos comerciales parecidos o reforzando la sección de la barra.

Las restricciones de posición de la estructura plegada en el dibujo 1 son las siguientes:

A la altura máxima de la estructura, que se sitúa en el eje I, en el eslabón 3, se le da 2800mm que es 50mm superior a la longitud del eslabón 2 pero que al estar este inclinado hace que la distancia vertical desde este punto al extremo del eslabón sea algo mayor. Se ha elegida cercana para que al estar plegada sea compacta. Algo muy importante para su posterior almacenaje en un almacén agrícola.

La altura de H se ha acotado a 2600mm. y aunque no es importante la altura de este punto, siempre que sea menor que el I, esta longitud gobierna casi exclusivamente el ángulo de transmisión entre el eslabón 4 y 3, lo cual hace que el boceto sea mas estable a la hora de regular ese ángulo, el cual se puede medir en función de esta dimensión y determinar su valor. A este mismo punto se le da 30mm de distancia respecto del centro de la estructura, de esta manera, se deja espacio para colocar el par de enlace y algún dispositivo que contacte ambos lados y hagan que la estructura descansa en transporte pos su parte superior. A la estructura en la posición de pulverización no se le dan restricciones de tamaño ya que en el campo no importa la altura que tenga.

Al eje de la sección de la camisa del cilindro en la posición de transporte se le separa 60mm del eje C para que no haya interferencias entre ambos estimando un radio del cilindro de 40mm y el radio del par de enlace de 15mm.

Por último, al eslabón 5 se le da una carrera angular absoluta de 100° para que el punto I quede dentro de los límites horizontales, y al extremo se restringe a estar a 1150mm del centro del centro de la estructura, por lo tanto:

$$2550 / 2 - 1150 = 125\text{mm}$$

Quedan 125mm para alojar el último tramo de barra, si no se tiene en cuenta la primera, distancia que se estima más que suficiente, y que si resulta excesiva se podría disminuir para mejorar el comportamiento de la estructura.

Las demás restricciones que se han dado se exigen para que el mecanismo tenga mejor comportamiento estructural. La distancia entre el punto A y el eje de la sección del eslabón 4 se le da 450mm. Esta dimensión será el brazo de palanca de toda la estructura en la posición de pulverización, por lo que contra mayor sea, mas estable será la estructura aunque también hay que tener en cuenta otros factores como el peso o que el mecanismo funcione correctamente. La distancia entre el punto G y el eje de la sección del eslabón 6 se acota a 800mm. En este caso ocurre lo mismo que en el anterior. Hay que pensar que estas dos dimensiones y los ángulos siguientes se han conseguido “balanceando” los valores entre ellos, ya que estructuralmente todos ellos tienden a que contra mayores sean las dimensiones, y los ángulos más se acerquen a 90° mejor. Si uno de ellos se optimiza hasta extremos, los demás se verán empobrecidos. Además el aumento de algunos lleva consecuencias peores que el aumento de otros, ya sea estructurales o aumentando el tamaño de algunas piezas.

Los ángulos de transmisión que se han acotado son los siguientes:

El ángulo entre el eslabón 3 y 4 para la posición de transporte se define a 165° . Aunque es un ángulo muy desfavorable, se colocara un tope en el eslabón 2 para que apoye el 3 en la estructura y no pasara de este valor, por lo tanto se elimina la posibilidad de agarrotamiento del mecanismo. Para la posición de transporte se ha dicho antes que se maneja con la altura del punto H, que con la dimensión establecida, este ángulo toma un valor de aproximadamente 30° .

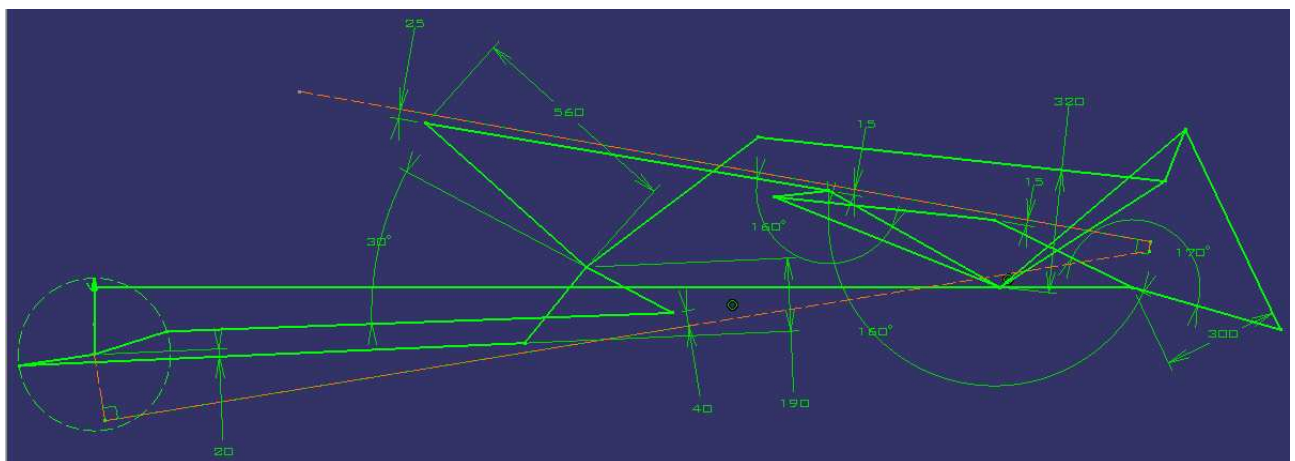
El ángulo de transmisión entre el eslabón 5 y el eslabón 6 se ha acotado para tres posiciones. En primer lugar en la posición de pulverización se ha conseguido aumentarlo hasta 38° . A esta posición es a la que más “peso” se le ha dado a la hora de sintetizar este ángulo, aunque valores muy altos presentan el problema de que el eslabón 3 se hace muy grande, y con ello se aumenta el peso y se debilita este eslabón. Para la posición mas desfavorable, que se produce cuando la línea que pasa por los puntos E e I coincide con el punto G se ha llegado a $17,6^\circ$. Teniendo en cuenta que en los primeros bocetos se llegaba a 8° y que el brazo de palanca, medido

en la distancia que hay entre el eje del eslabón 6 y el punto G en ese punto es de 92° , se puede considerar bueno, además es un punto del recorrido de la estructura, la cual, al estar en movimiento tiene inercia que hace que el agarrotamiento sea mas difícil. Por ultimo, para la posición de transporte, el ángulo conseguido ha sido de 25° . En este caso el brazo de palanca es pequeño pero como apenas se realiza esfuerzo, la estructura es lo suficientemente rígida. Además valores más grandes disminuyen notablemente la dimensión principal D14, lo cual debilita la estructura en pulverización.

Habiendo introducido todas las restricciones mencionadas, el programa nos muestra todo el dibujo en verde, lo que nos indica que todo el mecanismo esta completamente definido de forma isorestringida. Las longitudes restantes para dibujar el mecanismo en 3D se obtienen colocando restricciones de longitud y ángulo en posición “reference” que nos da su valor.

Para el mecanismo de plegado de la última sección de las barras se han realizado las siguientes restricciones:

En el dibujo 2, que representa los mecanismos de plegamiento de la última barra se han restringido las siguientes dimensiones principales. Aunque no aparecen porque se han ocultado, se han acotado las dimensiones principales que son extraídas del dibujo 1 y que están también en el dibujo 2. Estas son D12, D17, D19, D20 y la carrera angular relativa entre los eslabones 2 y 5. Además se ha añadido en línea discontinua donde se situaría en la posición de transporte el eslabón 2 y una línea que representa el limite horizontal de anchura de la estructura, así, ambas se podrán tomar como referencia para delimitar la estructura y que no haya interferencias ni se sobrepase la anchura máxima.



Dibujo 17

En esta parte del mecanismo la única dimensión principal que se ha restringido ha sido D 24 a 560mm., ya que teniendo en cuenta el espacio que debe ocupar y que no sea una longitud

demasiado larga, se ha de coger una medida equilibrada.

A la línea imaginaria que une los ejes L y Q se le ha dado una carrera angular relativa respecto al eslabón 5 de 170° a izquierdas, lo que significa que tiene 90° de carrera angular absoluta a izquierdas si se resta los 80° de carrera angular a derechas del eslabón 5, luego quedara vertical en la posición de transporte. En teoría, si en el diseño de fabricación quedara el último tramo muy separado del límite se podría dejar inclinado haciendo que esa carrera angular fuera menor y mejorando el mecanismo.

En cuanto a las restricciones de posición, se han acotado los puntos O y Q para la posición de transporte, a 15mm del límite de tamaño en anchura, y el punto N a 25mm. Estas distancias se han guardado para albergar los pares de enlace, y al N se le prevé mayor. Al punto M se le da 40mm respecto de la línea que uniría los puntos A y E, ya que es una zona muy cercana al cilindro hidráulico y podría haber colisión entre ellas. Finalmente se le da 20mm. a la distancia entre G que es donde esta el CIR 2-5 y el eje de la sección del eslabón 7. Se acota este valor únicamente para separar al cuadrilátero del punto muerto, el cual haría que el último tramo tardara en replegarse y por lo tanto podría arrastrar por el suelo.

Las demás restricciones exigidas son para controlar el rendimiento de la estructura y el buen funcionamiento del mecanismo. A la distancia entre el punto L y el eje del eslabón 12 se le da 300mm. y a la distancia entre el eje del eslabón 9 y el eje K 320mm. Estas dos medidas, junto con la distancia entre el eje K y el eje de la sección del eslabón 12, la cual no se ha restringido, determinaran la fuerza que se transmite al eslabón 8, por lo tanto contra mayores sean las medidas controladas, menor será el esfuerzo, pero la que no se ha restringido también aumenta y produce el efecto contrario. Además la inclinación tal y como esta en el dibujo del eslabón 9 hace que parte de la carga vertical se absorba por este y no afecte tanto al extremo del eslabón 5 que es el que directamente sujeta el peso del último tramo de barra. Esta inclinación también depende de la longitud anteriormente mencionada. El brazo de palanca en el primer cuadrilátero, es decir la distancia entre el punto J y el eje del eslabón 7, se acota a 190mm. No se puede hacer mayor porque puede producir interferencia con el cilindro como antes se ha comentado.

Por ultimo, los ángulos de transmisión solo se han acotado para la posición de transporte, la cual es una posición que apenas exige esfuerzo para estos últimos mecanismos y con que se cumplan unos mínimos es suficiente. Para los ángulos de transmisión entre los eslabones 11 y 12, y para el formado por los 10 y 9, se ha asignado un ángulo de 160° , equivalente a uno de 20° , que ya ha sido utilizado. Para el formado por los eslabones 7 y 8 se le ha dado 30° por tener los brazos de

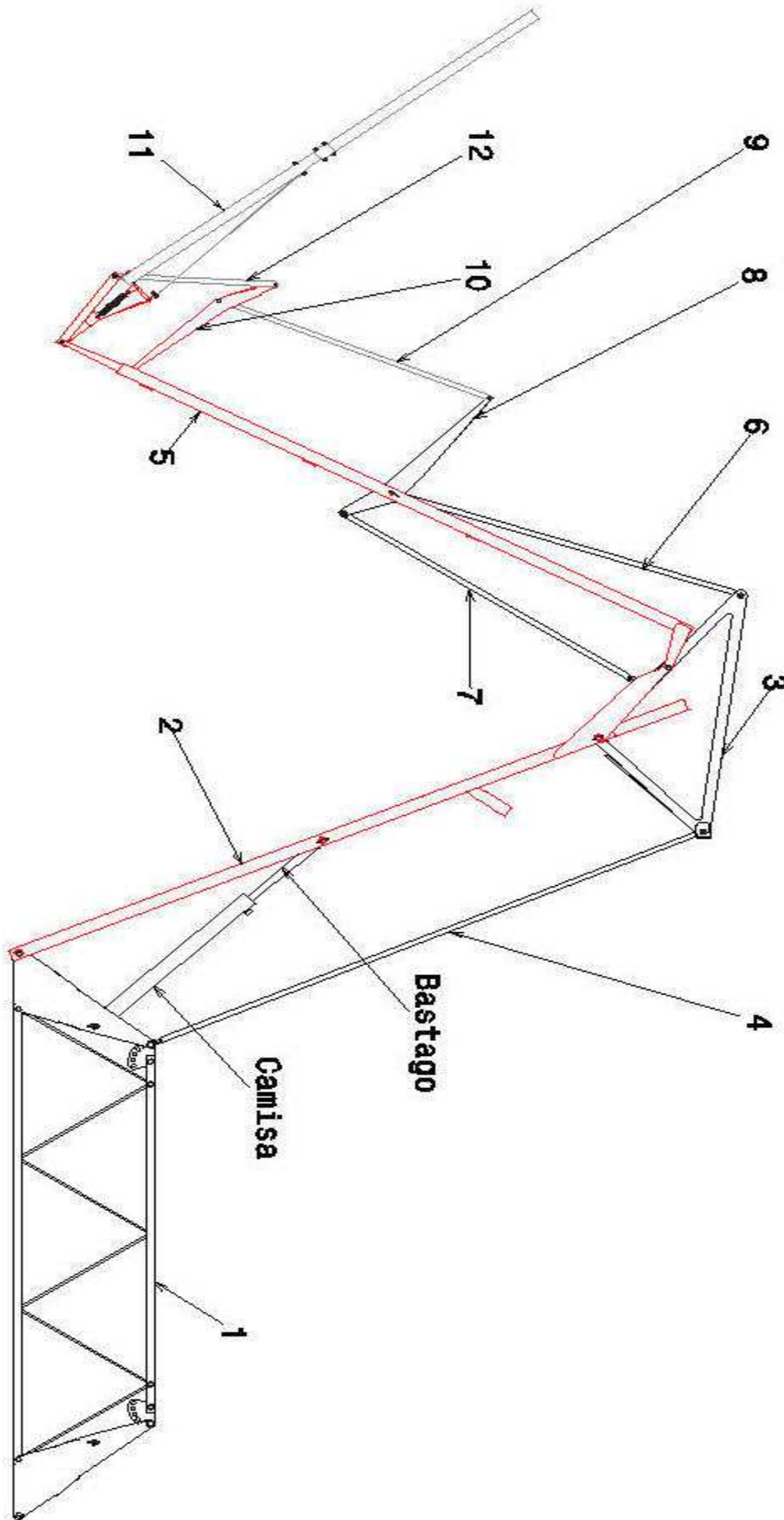
palanca más cortos, lo cual también puede facilitar el agarrotamiento.

Así pues, con estas restricciones, el segundo archivo de dibujo queda completamente definido y ya se pueden extraer las cotas principales restantes y dibujar el ensamblaje en 3D.

1.2.2.- DISEÑO DE DETALLE INICIAL.

1.2.2.1.- Soluciones posibles y adoptadas.

En primer lugar se presenta el dibujo inicial de todo el mecanismo completo indicando el número de cada eslabón.



Dibujo 18

1.2.2.1.1.- Eslabón 1.



Dibujo 19

La solución que se ha adoptado es la de una construcción mixta de perfil cuadrangular y circular para la parte estructural, y chapa mecanizada para las conexiones con los eslabones móviles. La estructura principal es una celosía doble isostática en la cual todos los ejes de las secciones de los perfiles y las fuerzas aplicadas confluyen en los nodos. De esta manera se evitan esfuerzos de flexión y se consigue una estructura muy rígida.

Los agujeros de posición de los eslabones móviles se localizarán en una chapa en la cual éstos se realizarán con fresa, de esta manera se conseguirán buenas tolerancias de posición. Dicha pieza habrá sido previamente doblada y cortada. En la parte inferior se unirá directamente a la estructura principal en un nodo de esta, pero en la parte superior irá conectada, como puede verse en el dibujo, a través de una pieza con varios agujeros a distinta longitud entre el agujero que se une al perfil y cada uno de los agujeros que se pueden unir a la chapa. Así, se podrá regular la inclinación final.

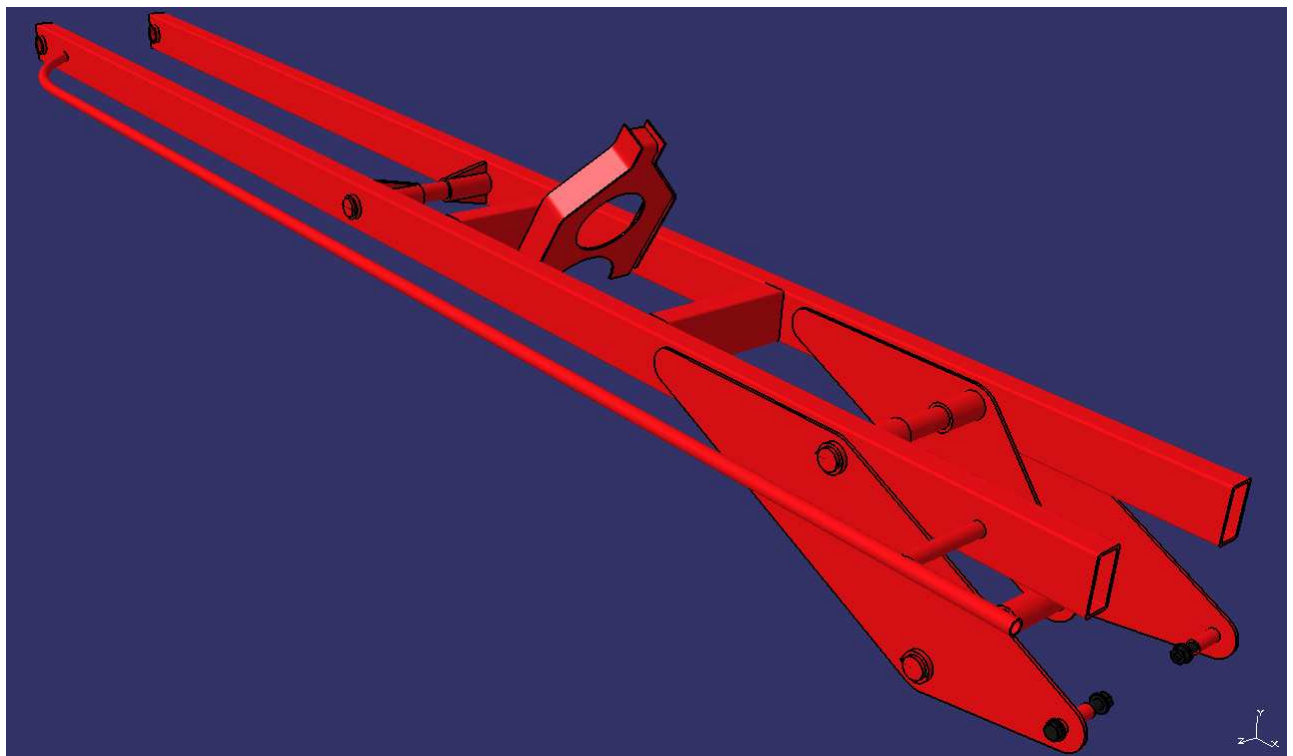
A parte de poder regular esta inclinación esta pieza hace que el único esfuerzo que se pueda aplicar a la estructura sea de tracción en la dirección paralela al eje del perfil cuadrangular superior al no estar empotrada, luego la rigidez de la estructura se ve mejorada notablemente con este tipo de unión.

Todo el conjunto ira unido por la parte superior mediante dos bielas al chasis rígido de la pulverizadora formando un cuadrilátero articulado, de esta forma se amortiguara los golpes producidos por los baches que coge el tractor en su desplazamiento que podrían desestabilizar las barras.

Por ultimo, se coloca un pequeño tubo en la parte posterior para que allí se alojen las boquillas pulverizadoras y queden protegidas aunque no aparece en el dibujo ya que su tamaño se determina en función del tamaño de las boquillas pulverizadoras.

Todo el conjunto esta fabricado en acero E-350

1.2.2.1.2.- Eslabón 2.



Dibujo 20

Se ha decidido realizar mediante dos perfiles cuadrangulares por varias razones. En primer lugar, su sollicitación principal va a ser de compresión debido a la geometría estructural de los brazos. Esta compresión va a tener un carácter cíclico debido a los desniveles en el área de cultivo que van a hacer que este trabaje a fatiga, por lo tanto, de esta manera se consigue que no haya interrupciones en ningún tramo del brazo. También va a trabajar a flexión en el momento del plegado, ya que el cilindro hidráulico trabajara sobre el eje intermedio del dibujo, pero como se realizara con el tractor parado y se colocara un regulador de caudal anteriormente al cilindro, este esfuerzo se puede considerar como estático y su coeficiente de seguridad respecto de la fluencia puede ser menor. Además la zona con mayor flexión puede ser reforzada con chapa que haga que

aumente la inercia de la sección en esa zona. Este eje también se refuerza para que no llegue a doblarse ya que su longitud es grande.

También se ha preferido de esta manera para que el mecanismo de replegamiento de la barra 2 vaya por el interior y el de la barra extrema vaya por el exterior de la estructura, de esta forma se evitan de antemano posibles interferencias entre las piezas móviles. Todas las orejetas están formadas de chapa recortada y conformada, la cual es soldada de tal manera que la superficie de contacto, esta aislada del exterior. Así, se evita que haya depósitos indeseados de líquidos, que con la corrosión provocada por los productos de aplicación puedan debilitar la estructura.

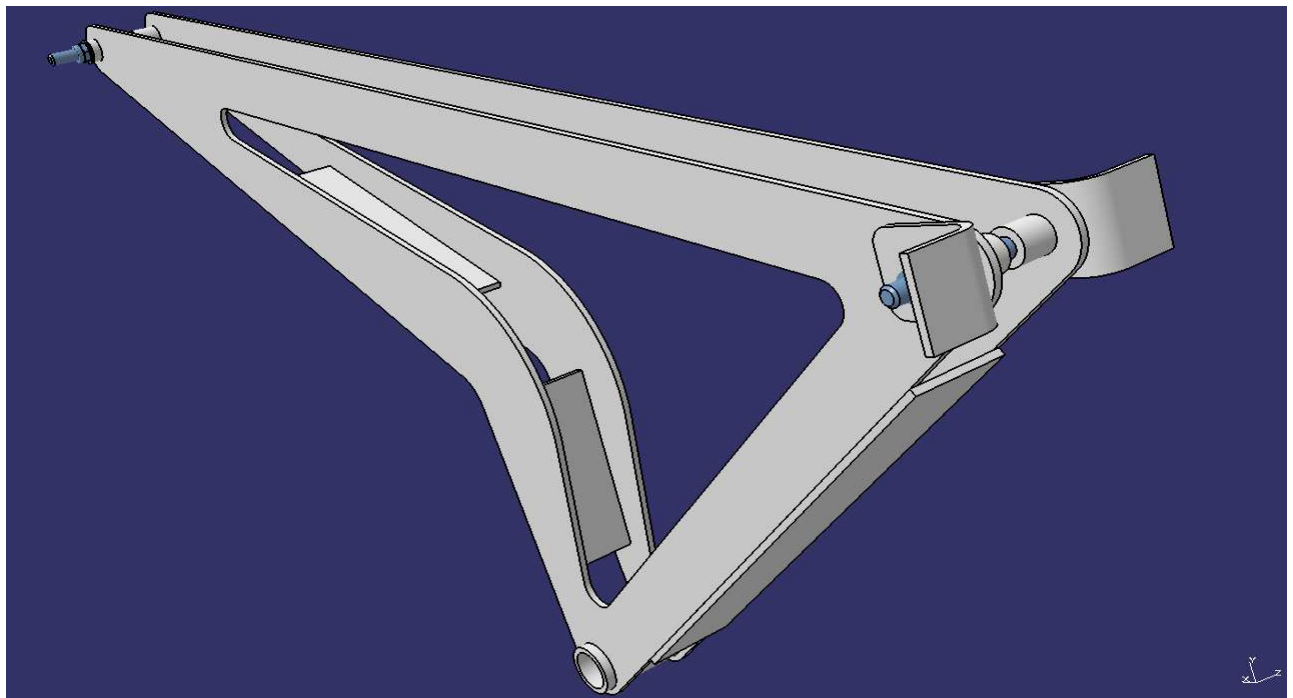
En los ejes se han colocado casquillos para aumentar el área de contacto y prevenir fallos a compresión de las partes en contacto. Todos los ejes se han colocado de la misma dimensión, coincidentes con el diámetro de los apoyos del cilindro hidráulico. Como este resultara excesivo se colocarían tubos huecos para disminuir el peso.

Por último, el apoyo del eslabón 3 sobre este se realiza mediante un tope de goma con un espárrago para que sea regulable su posición una vez montado.

Por último, se coloca un pequeño tubo en la parte posterior para que allí se alojen las boquillas pulverizadoras y queden protegidas de los golpes que se puedan producir.

Todas las piezas de este eslabón están fabricadas con acero E-350

1.2.2.1.3.- Eslabón 3.



Dibujo 21

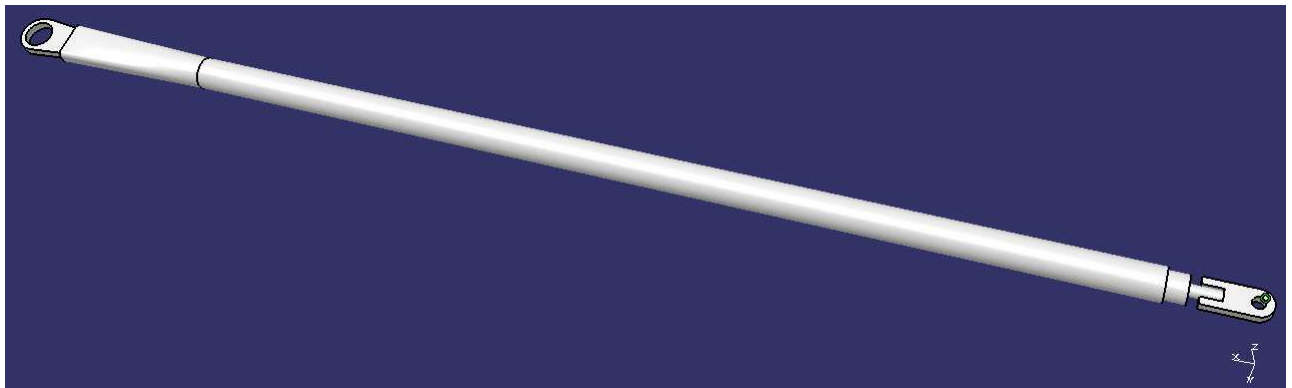
Constará de dos chapas que realizan la función de estructura resistente, a las cuales se les suelda tres pletinas alargadas en los tramos donde va a trabajar a compresión para así evitar el pandeo de esta. En el tramo que causaría interferencia con el eje F al estar plegado, se le ha dado una forma que se adapte para que no choque y a la vez la sección va aumentando proporcionalmente al esfuerzo de flexión que se produce por tener esta forma. Los ejes también están reforzados con casquillos del mismo material soldados para evitar que falle por compresión la chapa en esa zona.

Para que la estructura quede apoyada en su transporte, los eslabones de ambos lados están calculados para que apoyen entre ellos, por lo que se coloca una chapa exterior en forma de L para que vayan sujetos y ejerza cierta presión sobre la estructura simétrica, así, el cilindro hidráulico no tiene que aguantar todo el peso.

La solución que se podría utilizar mediante perfiles conlleva realizar muchas soldaduras y un aumento de peso excesivo. Todo ellos conlleva un encarecimiento de la pieza, cumpliendo igualmente los requerimientos en cuestión.

Todo el eslabón esta fabricado en acero E-350

1.2.2.1.4.- Eslabones 4, 6 y 7.



Dibujo 22

Se realizan mediante un perfil de sección de anillo circular, al cual en un lado se le suelda una orejeta recortada de un tocho y en el otro un cilindro roscado interiormente con el fin de que con otra orejeta a la que se le suelda una varilla roscada, se pueda regular la longitud y corregir los defectos propios de la fabricación. Se podría haber utilizado una sirga, pero de esta manera, en la posición de transporte, la estructura quedara mas sujeta, ya que la pieza en cuestión podrá trabajar a compresión.

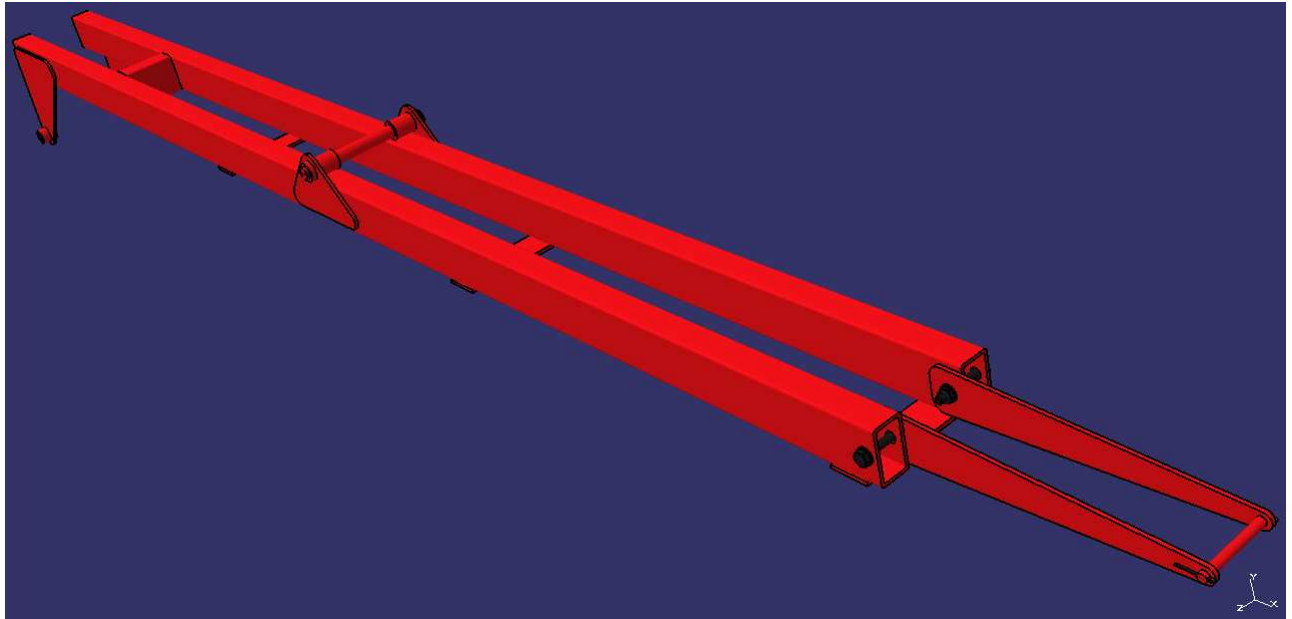
La diferencia entre los tres eslabones es la longitud del perfil anular y el diámetro del agujero en el lado que no se regula, ya que se debe adaptar a donde se une, pero las demás piezas

son iguales, por lo tanto se podría pensar en un método de fabricación para mayores tiradas y que fuera mas barato.

También se podría colocar un muelle, aunque eso se vería en el caso de fabricarse si se da que la estructura sufre muchos golpes que provocan grandes cargas en las barras.

Todas las piezas de los eslabones están fabricadas con acero E-350

1.2.2.1.5.- Eslabón 5.



Dibujo 23

El eslabón 5 está diseñado siguiendo la misma idea que el eslabón 2, aunque en este caso, la influencia de la flexión es mucho mayor, por lo tanto, si en el cálculo aparecen que la pieza no es lo suficientemente fuerte se deberá optar por otra solución. La opción más recomendable sería realizar una estructura de tipo celosía, aunque esto aumentaría mucho el coste y dificultaría considerablemente la fabricación. Otra opción es que se aumentara el tamaño de la chapa que hace de orejeta, para que aumente en esa zona la resistencia a flexión. Se podría pensar en un diseño mas optimo de chapa plegada en forma de perfil cuadrangular, el cual varíe el tamaño de su sección en función de los requerimientos, pero aunque sea mas optimo estructuralmente, se requiere de equipos mas grandes de doblado que los previstos y además se complica la fabricación de la pieza en cuestión, por lo tanto se desecha. En caso de obtener coeficientes de seguridad bajos, o muy baja rigidez, se podría estudiar.

Todos los enlaces en el mecanismo para replegarse a si misma están reforzados con casquillos, y si en el calculo aparece mucha tensión en los otros, podrían ser también reforzados.

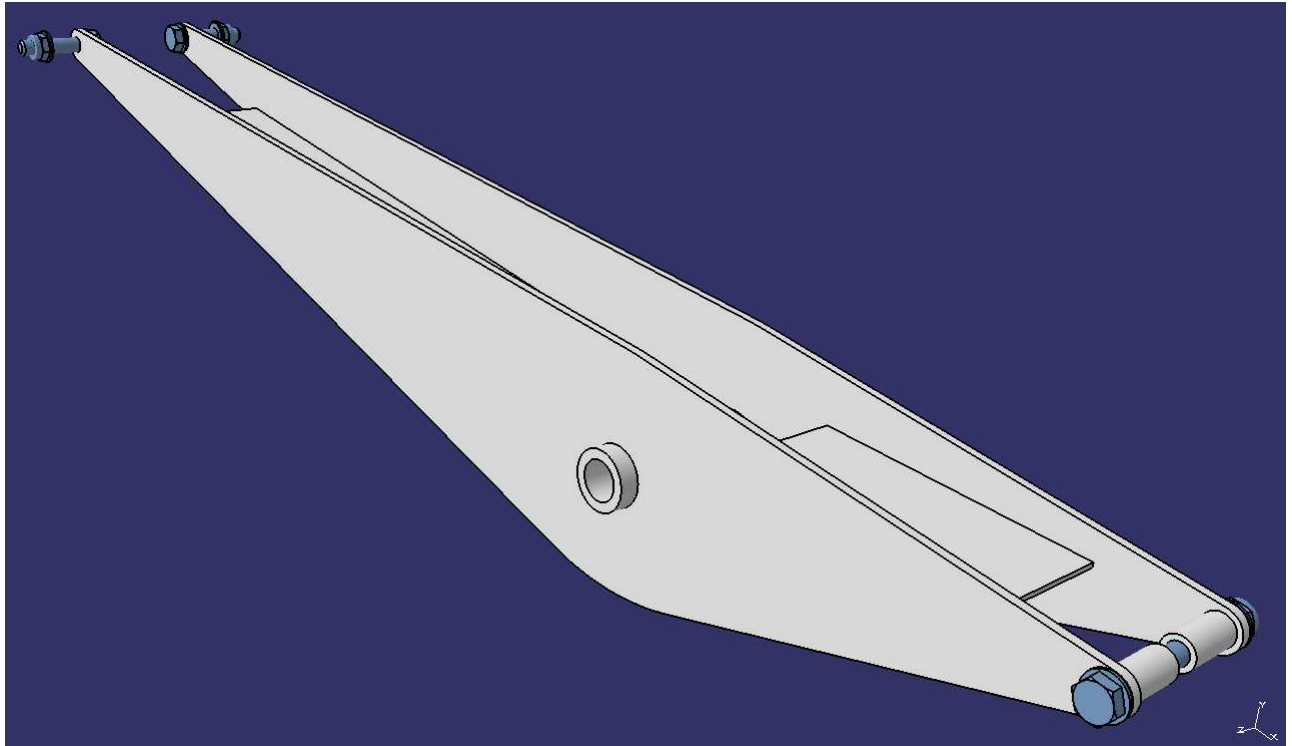
En el último tramo se ha optado por colocar una chapa para aligerar la estructura, ya que

en ese último tramo es donde mas brazo de palanca tiene la pieza sobre el bastidor y el peso se hace critico.

Por ultimo, se coloca un pequeño tubo en la parte posterior para que allí se alojen las boquillas pulverizadoras y queden protegidas.

El material de fabricación de las piezas del eslabón es acero E-350

1.2.2.1.6.- Eslabón 8.



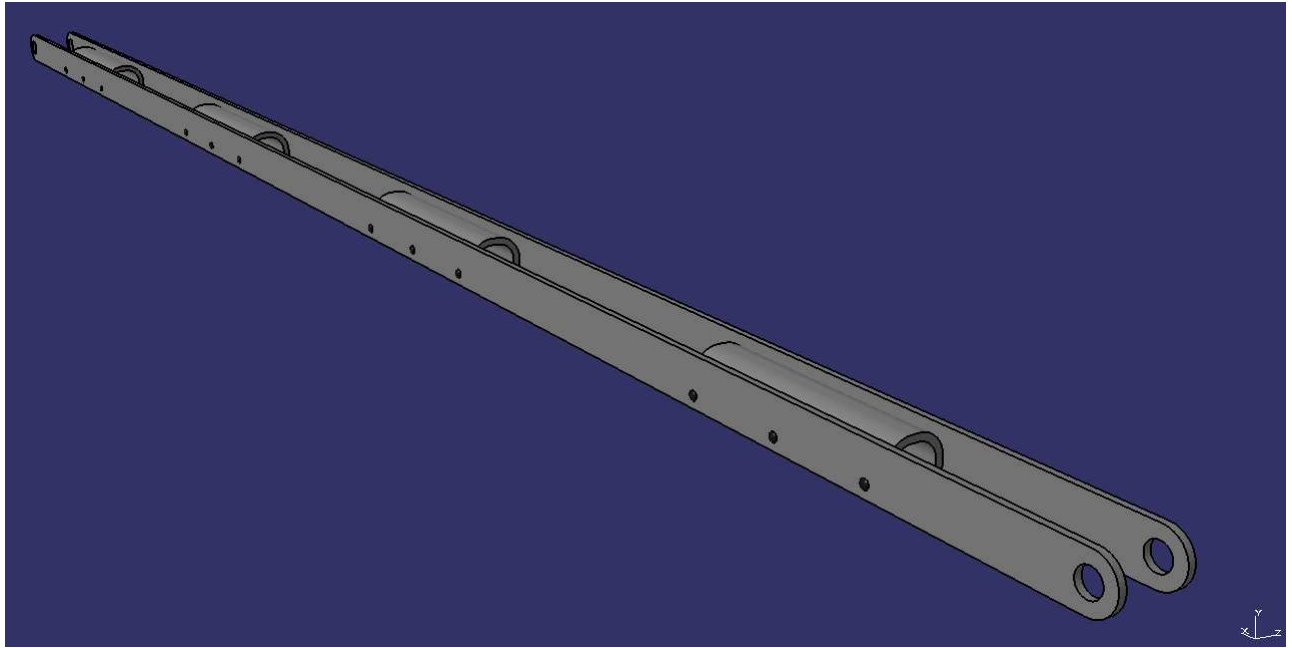
Dibujo 24

Este eslabón se compone de dos chapas recortadas, las cuales están unidas a través de dos pletinas soldadas a estas perpendicularmente, de tal manera que no produzcan interferencia con los eslabones 6 y 9. La sollicitación de la pieza es a flexión, teniendo el máximo en la zona de pivotamiento con el eslabón 5, por ello, la forma de recorte es proporcional al esfuerzo que realiza.

Por ultimo, ese eje de pivotamiento esta reforzado con un casquillo del mismo material para evitar deformaciones de la chapa.

Todo el conjunto esta fabricado en acero E-350

1.2.2.1.7.- Eslabón 9.

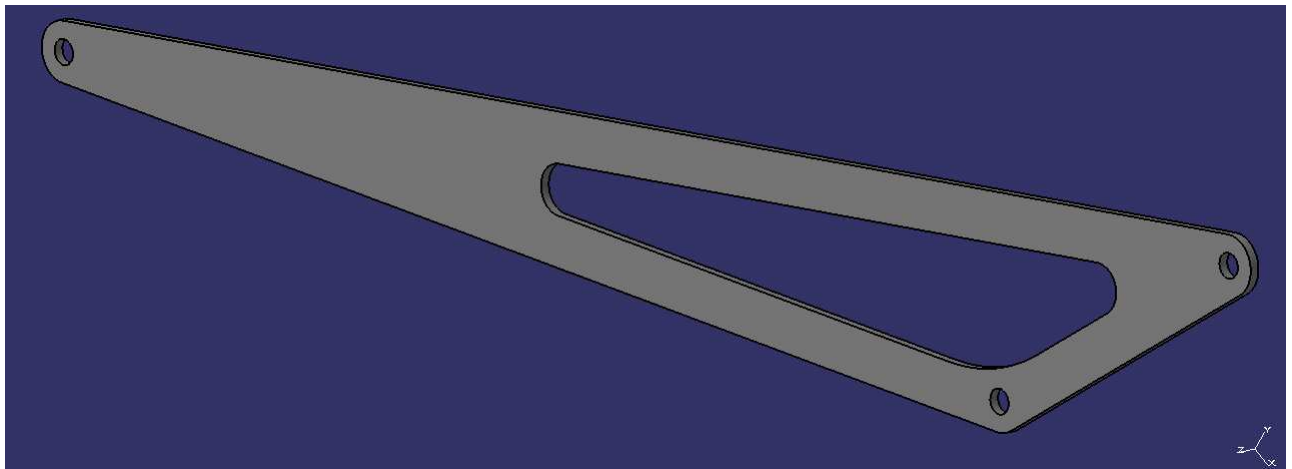


Dibujo 25

Se componen de dos pletinas largas, unidas entre ellas por pequeñas pletinas remachas entre si para no tener que utilizarse soldadura, ya que la pieza se proyecta de aluminio 3003. De esta manera se consigue que la pieza sea rígida y que apenas tenga peso, lo cual es muy importante para la rigidez de toda la estructura. De esta pieza, al igual que los eslabones 10 y 12 irán 2. uno por cada lado del eslabón 11, el cual se introducirá en medio de estos cuando este plegado Además así toda la estructura será simétrica.

El problema que tiene respecto a la solución de los eslabones 4, 6 y 7 es que no se puede regular en longitud, en caso de fallos de fabricación.

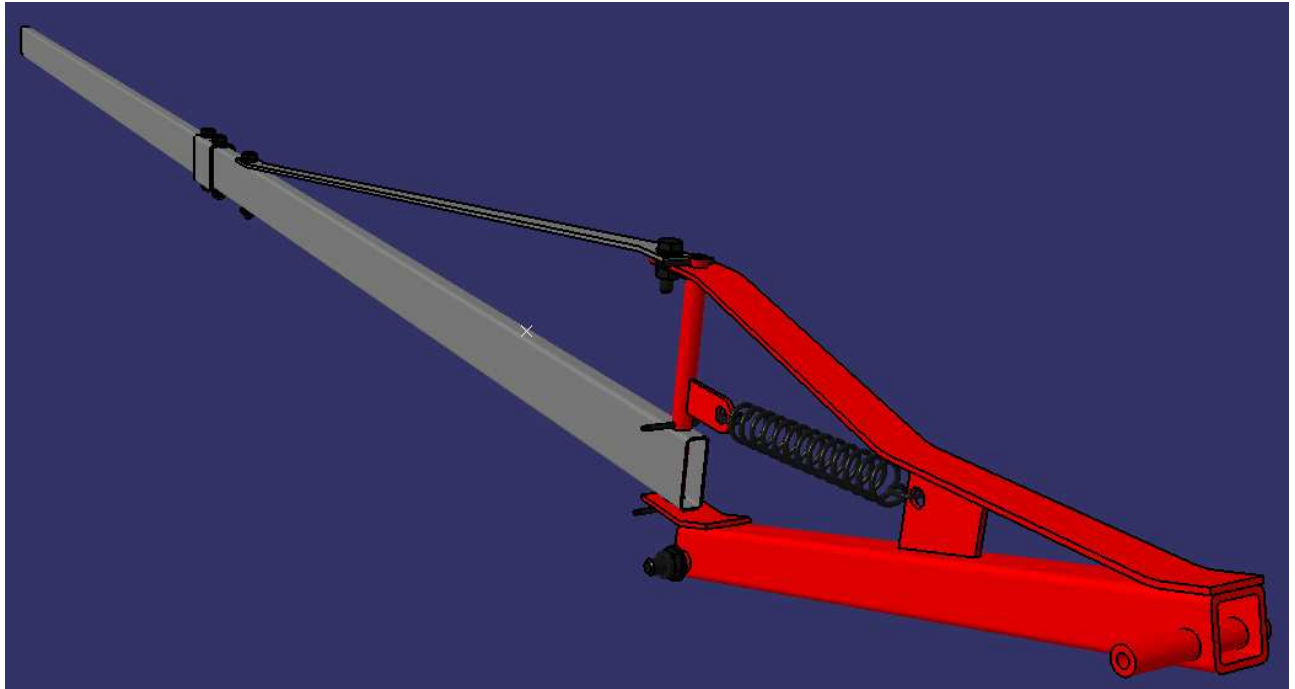
1.2.2.1.8.- Eslabón 10.



Dibujo 26

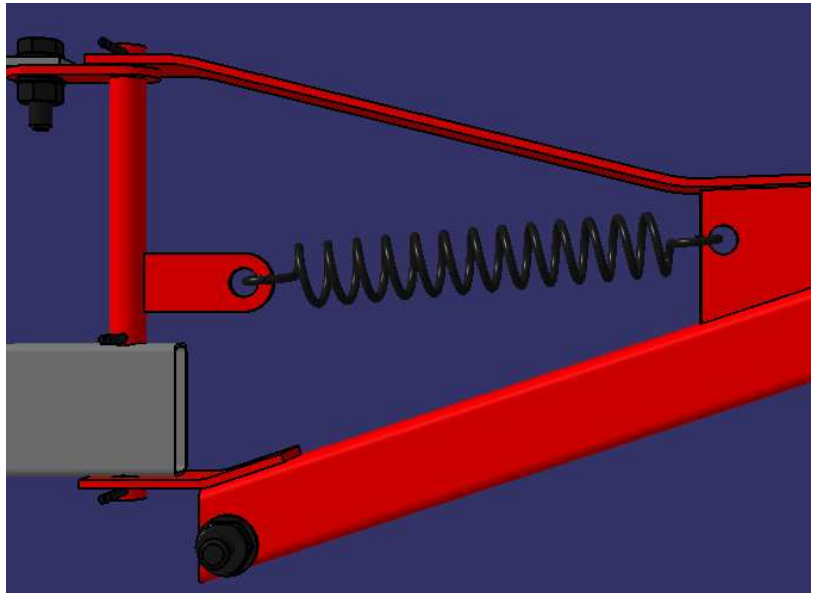
Este eslabón se encuentra ya en una zona crítica debido a que poco peso realiza un brazo de palanca muy grande que desestabiliza la estructura. Por lo tanto se ha optado por este diseño consistente en una chapa delgada de aluminio 3003 recortado de una forma muy parecida al eslabón 3. En caso de que se pudiera producir pandeo se pueden colocar pletinas en “L” unidas por remaches para que aumente la rigidez de la pieza.

1.2.2.1.9.- Eslabón 11.



Dibujos 27 ↑ y 28 →

El eslabón 11 se ha diseñado en aluminio 3003 y en acero E-350 para que fuera lo mas ligero posible, ya que es el eslabón que mas influencia tiene sobre el conjunto y el que mas distancia se desplaza, así que la inercia afecta en gran medida. Esta diseñado de tal manera que no es necesario utilizar soldadura, sino que esta unidas por tornillos o remaches



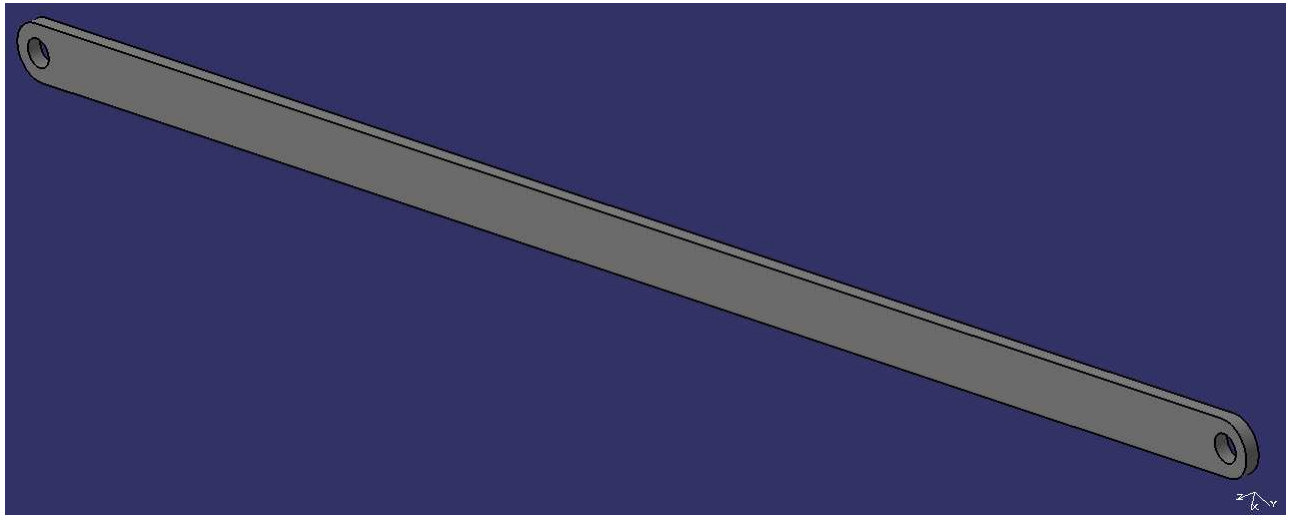
todas las piezas. Las piezas que aparecen en rojo son de acero y si contienen soldadura. Se ha optado por esta opción ya que apenas aporta peso y produce una solución constructiva muy simple con poca soldadura entre las piezas de acero, las cuales están mas cerca de la base y producen

menos inercia.

Consta de un perfil normalizado cuadrado de aluminio 3003 en el que se sostendrá los difusores. Para que se mantenga horizontal tiene un tirante también de aluminio. Tanto el tirante como el perfil giran respecto al tubo de acero, el cual tiene soldada una orejeta de la que tracciona el muelle, el cual hace que el perfil cuadrangular se mantenga en la dirección predeterminada. Cuando la barra encuentre un obstáculo, esta se replegará y al pasarlo volverá a su posición original.

El último metro se realiza desmontable y de otro perfil más ligero mediante tornillos para que las barras puedan ser desmontables y se conviertan en 16 m. Algo muy útil en caso de campos con pivotes de regadío u otro tipo de intereses u obstáculos.

1.2.2.1.10.- Eslabón 12.



Dibujo 29

El eslabón 12 consiste simplemente en una tira de aluminio 3003 cortado a la medida y agujereado. No se necesita reforzarlo ya que va a trabajar siempre a tracción. También tiene el problema de que no puede ser regulado.

1.2.2.1.11.- Otros.

Para los ejes se ha elegido, en función del tamaño y de la longitud necesaria que se compongan de tornillo, arandela y tuerca autoblocante, si la longitud es pequeña y el grosor es igual o menor de 12mm., y en caso contrario que sean fabricados a partir de macizo o de tubo, en su caso también dependiendo de la sollicitación que sufran. De esta manera nos ahorramos la fabricación de ejes para cada agujero en los que se puede colocar un tornillo y además al ser inoxidable quedan mejor protegidos frente a la corrosión.

El enganche al bastidor de la máquina se ha planteado de la manera que se ve en el plano, pero en función de la demanda, se prevé realizar otros tipos para poder ser acoplado a

distintas máquinas.

La unión de los pulverizadores a la estructura se realizará mediante pequeños agujeros a los cuales se sujeta la pieza de sujeción al difusor proporcionado por cada fabricante, y se realizará en la zona según el tamaño de barra.

1.2.2.2.- Comprobación de interferencia.

Una vez diseñado el mecanismo se ha de simular en todo su recorrido para comprobar que no hay interferencias indeseadas entre ninguna de sus piezas, ya que si es así, habrá que cambiar algún diseño, o como mínimo adaptarlo, y por lo tanto no vale la pena calcularlo primero. Además si algunas piezas tienen espacio excesivo pueden también ser mejoradas si es que ocurre que se mejoran al adaptarlas a las piezas cercanas.

El módulo DMU Kinematics permite realizar análisis de interferencias entre piezas de un mecanismo, deteniendo este en caso de que ocurra.

Según el análisis aparecen las siguientes dificultades:

En un primer momento aparecen interferencias debidas a que los tornillos no están bien colocados o que determinadas partes de los eslabones sobresalen. Una vez corregidas se producen colisiones entre piezas en el recorrido de plegado.

El eslabón 12 se introduce con el 9 debido a que están apoyados en el mismo lado del eslabón 10, además el espacio que queda de anchura para el último tramo de barra no es demasiado amplio y hace pensar que se pueda producir interferencia entre las boquillas pulverizadoras y el eslabón 10.

Efectivamente, no hay espacio para alojar las boquillas en el último tramo en la posición de transporte, por lo tanto se habrá de optar por otra solución.

Por último un problema más importante que aparece es que cuando esta casi plegada la estructura, el eslabón 11 se repliega más de lo deseado hacia adentro y vuelve a salir, quedando en la posición predeterminada en la síntesis. Este hecho, hace que, además de estar en un momento con ángulos de transmisión muy bajos que pueden hacer que se produzca agarrotamiento, el susodicho eslabón interfiera con los eslabones 8 y 6. Por lo tanto este mecanismo es inviable.

El problema viene porque la carrera relativa entre el eslabón 2 y el 5 es muy alta, mayor de 180°, lo cual hace que el mecanismo pase al menos por un punto muerto. En la síntesis inicial se le añadió 20mm a la distancia entre el eslabón 7 y el CIR 2-5, previniéndolo del punto muerto para que al iniciar el plegado, la última barra no tuviera recorrido en sentido contrario que hiciera que

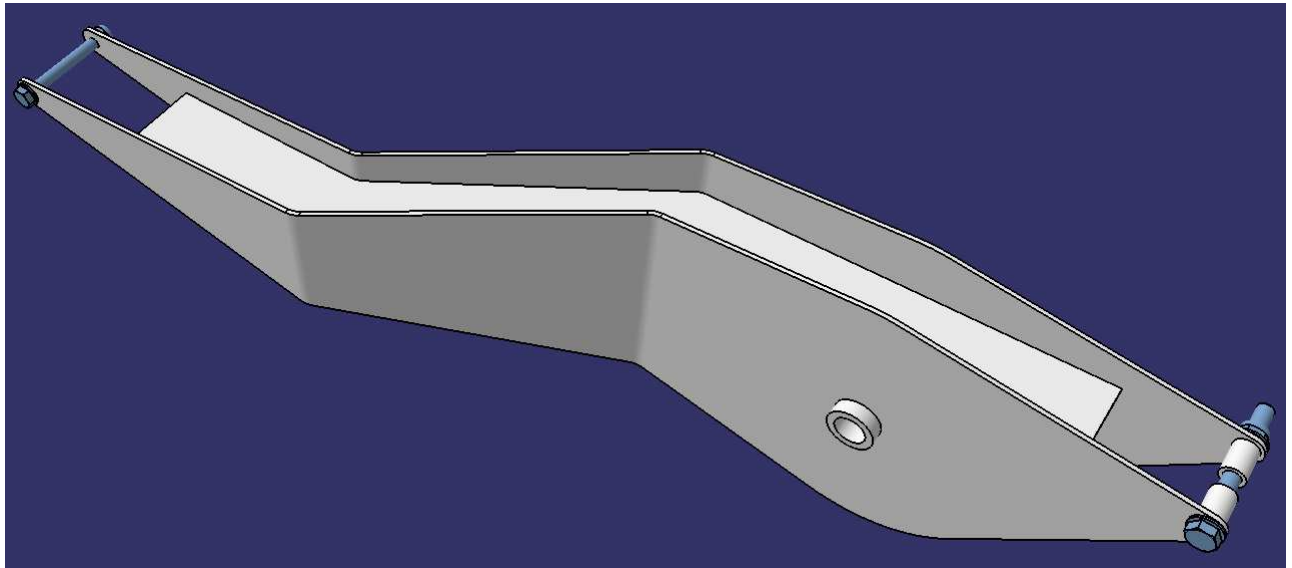
arrastrara por el suelo, sino que comenzara a girar en sentido contrario a la dirección en la que esta el suelo. Esto hace que al final del recorrido se llegue al otro punto muerto del mecanismo y vuelva a su posición, pero en ese punto muerto, se produce lo dicho anteriormente. Teniendo en cuenta esto, se le debe buscar una solución de otra manera al problema de arrastrar por el suelo y el paso por el punto muerto se traslada al inicio del recorrido. En la síntesis se cambia la distancia entre el eslabón 7 y el CIR 2-5 en la posición de pulverización, con que esa distancia sea 0 en la posición de pulverización. Así, el punto muerto es el final de la carrera a la vez.

Para solucionar el problema de arrastrar se actúa sobre el ángulo que forman el eslabón 3 y el eslabón 4 en la posición de pulverización. Este, es el ángulo de transmisión en el primer cuadrilátero y es directamente proporcional a la velocidad angular del eslabón 5, por lo tanto, reduciendo el primero se reduce el segundo. Pasa pues de 165° a 160° . En el primer archivo de síntesis. Al cambiarlo, como ya se explico, se debe reajustar la estructura para no entrar en configuraciones imposibles y lo que se hace es cambiar la restricción de altura de H en transporte por la de la dimensión principal D20. Esta se reduce a 5, con lo que no se necesitaría la chapa colocada anteriormente, aunque se deja para reforzar el perfil. Los demás valores se mantienen, aunque las dimensiones principales que se obtuvieron cambian todas, aunque no notablemente. La dimensión d6, que es la distancia horizontal de A a D se reduce, por lo tanto queda mas espacio para el eslabón 8 en plegado, y la distancia entre el eje M y su limite de existencia se reduce a 30mm., ya que así, se mejora el mecanismo.

Hecho esto, se comprueba el comportamiento del eslabón 11. En este caso ya no se introduce al final del plegado y el punto mínimo es 240mm por debajo del nivel del nivel de las boquillas, por lo tanto no contactara con el suelo al iniciar el recorrido de plegado.

Con esta corrección las otras interferencias mencionadas anteriormente persisten por lo que la solución que se toma es cambiar partes de la estructura.

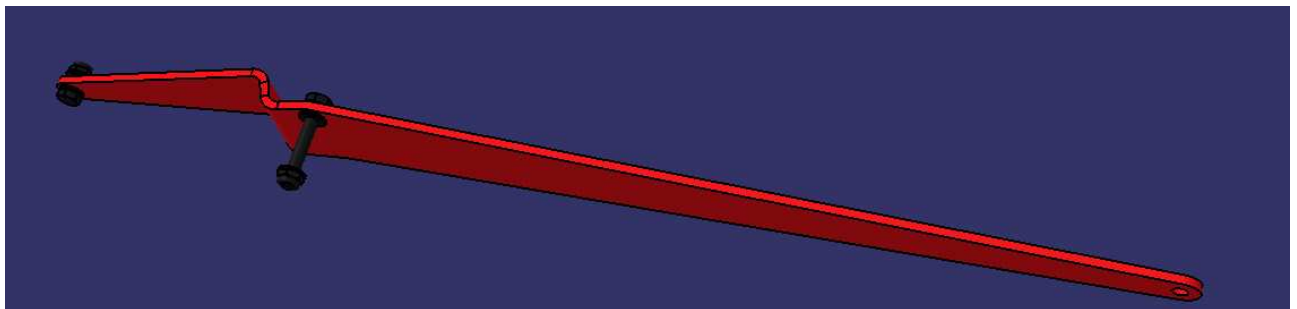
Se ha decidido que en el mecanismo simétrico que iba desde el eslabón 8 hasta el 11, actúe solo en un lado, para que el eslabón 11 se pueda alojar en el otro lado. Como ahora el eslabón 11 solo se le une al 12 por un lado y de forma asimétrica, se ha reforzado con un perfil cuadrangular de la misma sección que el que esta en voladizo sustituyendo a las dos pletina que reforzaban los ejes L y Q. En el eslabón 8, la pieza de chapa recortada se dobla hacia un lado para lo mencionado. Las dos chapas interiores que lo refuerzan se sustituyen por una con la silueta interior. Aunque deja de ser simétrica, se evita la interferencia. La pieza con la nueva configuración aparece a continuación:



Dibujo 30

Si posteriormente en el cálculo estructural la pieza está sobredimensionada, se podrán practicar un vaciado de la chapa para aligerar esta.

El eslabón 10 tenía el problema de que los tornillos de sujeción a los eslabones 9 y 12 chocaban con el otro eslabón por lo que también se ha cambiado. Se ha suprimido el agujero interno y se ha doblado en el tramo que va desde el eje O hasta P. Debido a esto la chapa trabajará a torsión, por lo tanto se ha prediseñado de 5mm y se ha cambiado a acero, aunque si falla estructuralmente se deberá cambiar por una sección cerrada que soporte mejor la torsión, o reforzar la chapa. El nuevo diseño se presenta a continuación:



Dibujo 31

Con todos los cambios realizados el mecanismo no presenta ningún tipo de interferencia y el espacio que queda para alojar el eslabón 11, que es el último tramo de barra, es más que suficiente.

1.2.3.- CÁLCULOS ESTÁTICOS.

En primer lugar se van a realizar los cálculos estáticos para saber qué fuerzas afectan a cada eslabón de la estructura, tanto debido a su propio peso, como a las fuerzas externas que les son

aplicadas.

Este primer análisis de esfuerzos servirá para determinar las formulas generales, las cuales podrán ser usadas iterativamente mediante una tabla de Excel hasta que se llegue al equilibrio entre peso y resistencia mecánica.

Las distancias en cada posición y los ángulos que se obtengan en este primer análisis estático servirán para el resto de análisis, ya que las dimensiones entre los pares de enlace no varían en función de la forma constructiva ni el tamaño de los perfiles, sino que estos se deben adaptar a las dimensiones obtenidas en el calculo cinemático, y si este no necesita ser cambiado, permanecerán constantes.

La estructura, en su posición de pulverización, trabajara a fatiga debido al movimiento por el campo que producirá continuas oscilaciones de esta. Aunque va a ser calculada estáticamente, se le dará un coeficiente de seguridad respecto a la fluencia de 3 que es alto y que se prevé, que haga que las piezas trabajen por debajo de su límite de fatiga en función de su esfuerzo. Si aparecen coeficientes de seguridad muy altos en zonas alejadas del centro, se reducirán porque lleven consigo el beneficio de la disminución del peso de la estructura.

Para el plegado, ya se dijo que se colocaría un regulador de caudal para que se repliegue lo suficientemente lento como para no tener que considerarse las inercias, por lo tanto se realizara un calculo estático cada 10 grados de desplazamiento de la estructura y hasta 90°, que se considera suficiente como para que pase por las zonas de sollicitación máxima, ya que replegada apenas generan momentos los eslabones. En este caso se utilizara un coeficiente de seguridad respecto a la fluencia de 2, ya que la estructura deberá ser plegada estando el tractor o maquina motriz que la transporte a velocidad 0. Ya no solo por motivos estructurales, sino también por seguridad.

La carga máxima que debe soportar la estructura externamente a ella, independientemente de su peso, se ha establecido en función del peso máximo de las boquillas pulverizadoras comparando las marcas más comunes en el mercado, y de la carga distribuida de las tuberías por las que fluye el producto, teniendo en cuenta el peso de este también.

Para los pulverizadores se establece una carga puntual de 2,5 N. cada 0,5m. y para las tuberías, correspondientes a 25mm de diámetro interior una carga de 8 N/m a la cual habrá que sumar la carga que produce el agua de los tubos que será:

$$Area \cdot Densidad = 0,0125^2 \cdot 10000 = 4,9 N / m$$

La densidad se coge del agua porque la adición de producto no es suficiente como para

tenerse en cuenta su variación (su porcentaje en peso es inferior al 1%) y además también están compuestos de agua en un porcentaje.

Para hallar el peso propio de las piezas se utilizarán los dibujos en 3D a los cuales se les ha asignado el material previamente. Estos dibujos tienen un predimensionamiento meramente estético y es muy probable que estén sobredimensionados, no obstante, son necesarios para realizar una primera estimación de las cargas y conocer como se ha dicho antes, la viabilidad de la estructura en cuanto a resistencia mecánica. También servirán como patrón del tipo de construcción y su adaptación a que resista estructuralmente será simplemente reduciendo o aumentando las áreas o inercias necesarias. Además el programa proporciona la posición del centro de gravedad, tanto de piezas individuales, como de todo un eslabón o de la estructura completa, el cual también variará cuando se varíe la estructura. Para las piezas que únicamente trabajan a tracción-compresión se considerará que el peso se divide por dos para cada uno de los dos ejes a los que estén unidos. El peso del eslabón 3 sumado con los pesos que se apoyan de los eslabones 4 y 6 se aplicarán directamente en la unión con el eslabón 2 para el cálculo y lo mismo ocurrirá con los eslabones 8 y 10, en los que el peso de los eslabones adyacentes y el suyo propio recaerán sobre el eslabón 5. En el eslabón 1 tampoco se tendrá en cuenta su peso para su propio cálculo, pero si para la unión que se realiza de este con el chasis fijo.

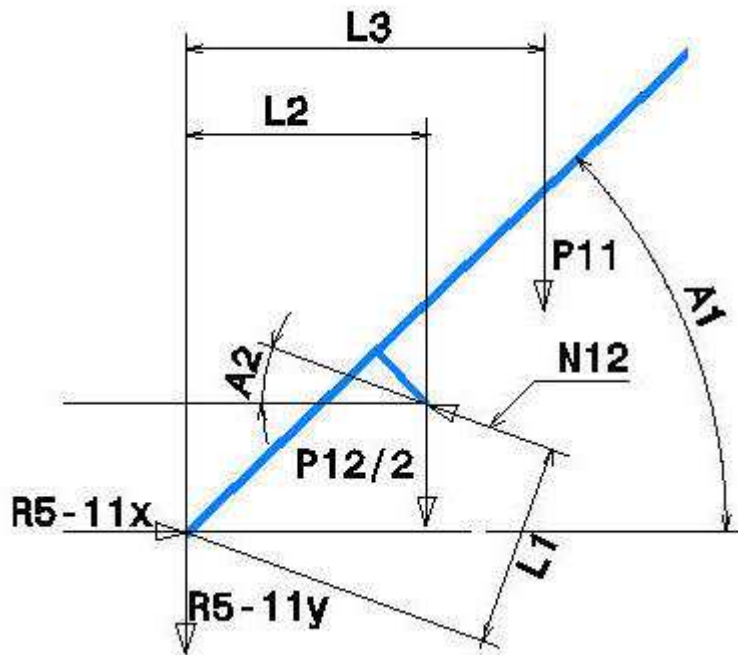
Los eslabones restantes 2, 5 y 11 se considerarán su peso total como una carga puntual aplicada en su centro de gravedad.

La carga del viento no se tendrá en cuenta por dos razones fundamentales. En primer lugar la estructura tiene una superficie muy reducida que impide que el viento pueda actuar, además el esfuerzo en dirección vertical es bastante alto, lo que hace que si aguanta verticalmente, lo hará horizontalmente; y en segundo lugar, cuando hace viento no se puede sulfatar los campos porque el viento impide una correcta distribución de la aplicación.

Para realizar los cálculos se ha realizado los eslabones como sólidos libres aislándolos de los demás. La posición que se analiza es una cualquiera para que posteriormente se introduzcan los resultados en una tabla de Excel y con las medidas y ángulos necesarios que nos proporcionara el programa, extraer los resultados para todas las posiciones. Aunque este análisis solo valdrá para cuando el cilindro hidráulico está trabajando, ya que cuando se encuentra en pulverización, el eslabón 3 se apoya sobre el dos. Este hecho hace que el eslabón 2 trabaje casi a compresión, el cilindro descanse y se aumente la tracción de los eslabones 3 y 4. Por ello se debe calcular independientemente para pulverización a partir de los eslabones 3 y 4.

1.2.3.1.- Sólidos libres.

ESLABONES 11 Y 12



A las cargas dibujadas, hay que añadir los 2,5 N cada 500mm. y los 12,9 N/m de carga distribuida debidas a las boquillas y a las mangueras de bajada con agua respectivamente. Las cargas se introducen en Newtons y las dimensiones en metros.

Dibujo 32

$$\sum M_z^L = 0$$

$$2,5 \cdot (2,3 + 1,8 + 1,3 + 0,8 + 0,3) \cdot \cos(A1) + 12,9 \cdot 2,3^2 \cdot \cos(A1) / 2 + P11 \cdot L3 + P12 / 2 \cdot L2 - N12 \cdot L1 = 0$$

$$N12 = \frac{2,5 \cdot (2,3 + 1,8 + 1,3 + 0,8 + 0,3) \cdot \cos(A1) + 12,9 \cdot 2,3^2 \cdot \cos(A1) / 2 + P11 \cdot L3 + P12 / 2 \cdot L2}{L1}$$

$$\sum F_H = 0$$

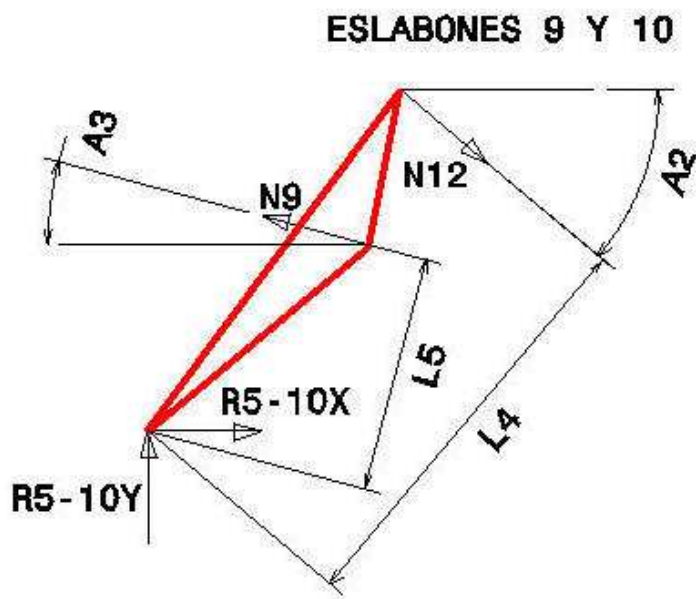
$$R_{5-11X} - N12 \cdot \cos(A2) = 0$$

$$R_{5-11X} = N12 \cdot \cos(A2)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{5-11Y} - N12 \cdot \sin(A2) + 2,5 \cdot 5 + 12,9 \cdot 2,3 + P12 / 2 + P11 = 0$$

$$R_{5-11Y} = N12 \cdot \sin(A2) - 2,5 \cdot 5 - 12,9 \cdot 2,3 - P12 / 2 - P11$$



$$\sum M_z^K = 0$$

$$N12 \cdot L4 - N9 \cdot L5 = 0$$

$$N9 = \frac{N12 \cdot L4}{L5}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{5-10X} - N9 \cos(A3) + N12 \cos(A2) = 0$$

$$R_{5-10X} = N9 \cos(A3) - N12 \cos(A2)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{5-10Y} - N12 \cdot \sin(A2) + N9 \cdot \sin(A3) = 0$$

$$R_{5-10Y} = N12 \cdot \sin(A2) - N9 \cdot \sin(A3)$$

Dibujo 33

$$\sum M_z^J = 0$$

$$N9 \cdot L6 - N7 \cdot L7 = 0$$

$$N7 = \frac{N9 \cdot L6}{L7}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{5-8X} - N7 \cos(A4) - N9 \cos(A3) = 0$$

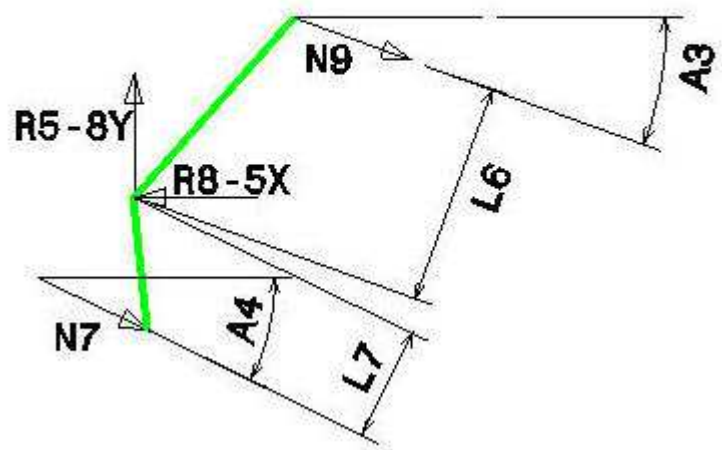
$$R_{5-8X} = N7 \cos(A4) + N9 \cos(A3)$$

$$\sum F_V = 0$$

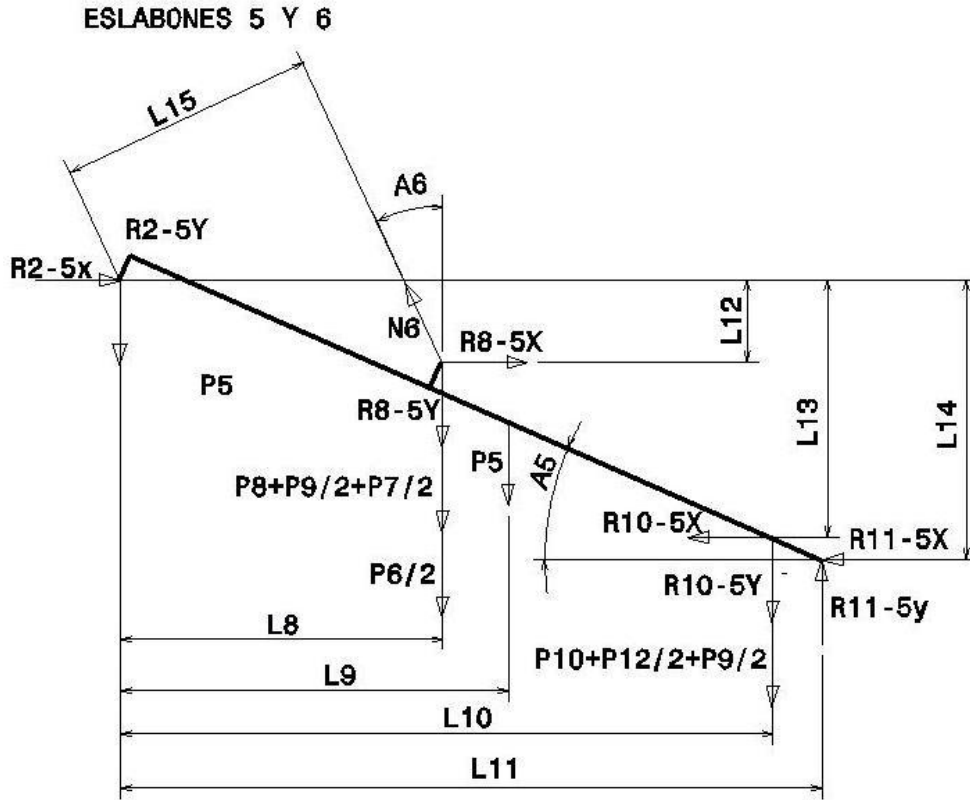
$$R_{5-8Y} - N9 \cdot \sin(A3) - N7 \cdot \sin(A4) = 0$$

$$R_{5-8Y} = N9 \cdot \sin(A3) + N7 \cdot \sin(A4)$$

ESLABONES 7 Y 8



Dibujo 34



Dibujo 35

En esta barra también hay que añadir la carga de los pulverizadores y de la manguera.

$$\sum M_z^G = 0$$

$$2,5 \cdot (2,5 + 2 + 1,5 + 1 + 0,5) \cdot \cos(A5) + 12,9 \cdot 2,7^2 \cdot \cos(A5) / 2 + (P6/2 + P8 + P9/2 + P7/2 + R_{8-5Y}) \cdot L8 + \\ + P5 \cdot L9 + (P10 + P12/2 + P9/2 + R_{10-5Y}) \cdot L10 - R_{11-5Y} \cdot L11 - R_{8-5X} \cdot L12 + R_{10-5X} \cdot L13 + \\ + R_{11-5X} \cdot L14 - N6 \cdot L15 = 0$$

$$N6 = \frac{2,5 \cdot (2,5 + 2 + 1,5 + 1 + 0,5) \cdot \cos(A5) + 12,9 \cdot 2,7^2 \cdot \cos(A5) / 2 + \\ + (P6/2 + P8 + P9/2 + P7/2 + R_{8-5Y}) \cdot L8 + P5 \cdot L9 + (P10 + P12/2 + P9/2 + R_{10-5Y}) \cdot L10 - \\ - R_{11-5Y} \cdot L11 - R_{8-5X} \cdot L12 + R_{10-5X} \cdot L13 + R_{11-5X} \cdot L14}{L15}$$

$$\sum F_H = 0$$

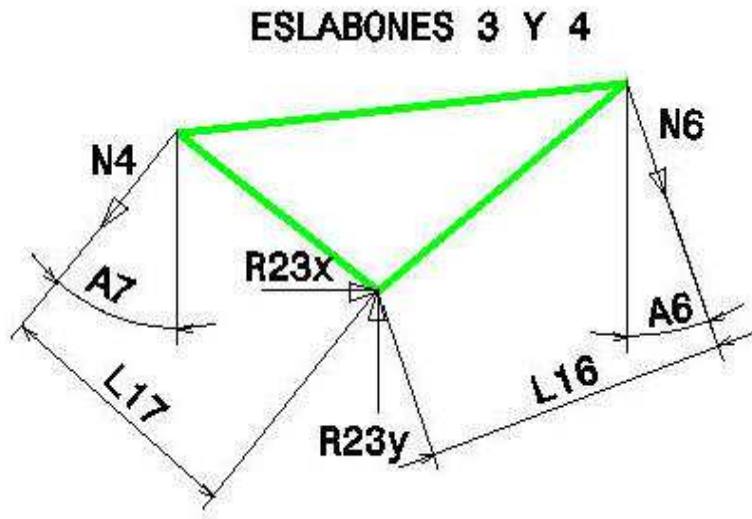
$$R_{2-5X} - N6 \sin(A6) + R_{8-5X} - R_{10-5X} - R_{11-5X} = 0$$

$$R_{2-5X} = N6 \sin(A6) - R_{8-5X} + R_{10-5X} + R_{11-5X}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{2-5Y} - N6 \cos(A6) - R_{11-5Y} + R_{8-5Y} + P8 + P9 + P7/2 + P6/2 + P5 + R_{10-5Y} + P10 + P12/2 + 12,5 + 12,9 \cdot 2,7 = 0$$

$$R_{2-5Y} = N6 \cos(A6) + R_{11-5Y} - R_{8-5Y} - P8 - P9 - P7/2 - P6/2 - P5 - R_{10-5Y} - P10 - P12/2 - 12,5 - 12,9 \cdot 2,7$$



$$\sum M_z^E = 0$$

$$N6 \cdot L16 - N4 \cdot L17 = 0$$

$$N4 = \frac{N6 \cdot L16}{L17}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{2-3x} - N4 \sin(A7) + N6 \sin(A6) = 0$$

$$R_{2-3x} = N4 \sin(A7) - N6 \sin(A6)$$

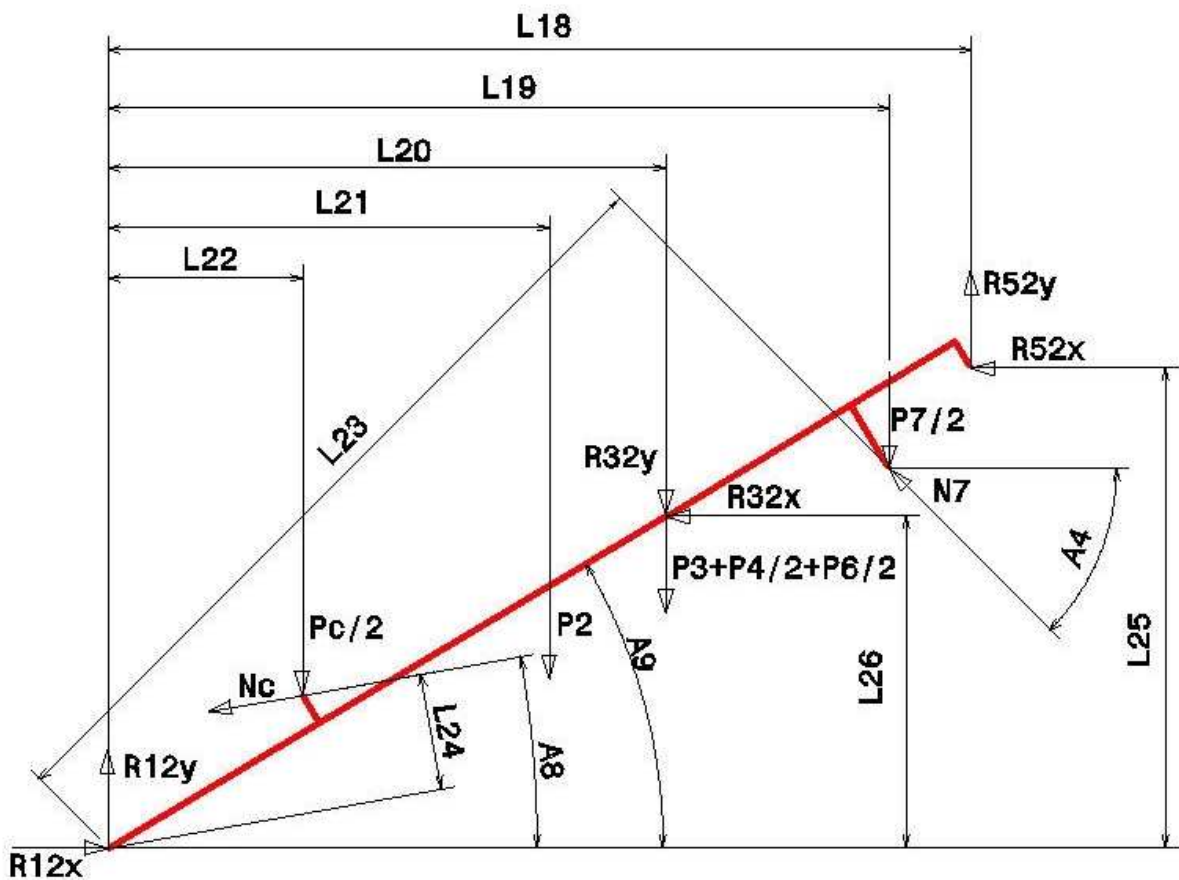
$$\sum F_V = 0$$

$$R_{2-3y} - N4 \cos(A7) - N6 \cos(A6) = 0$$

$$R_{2-3y} = N4 \cos(A7) + N6 \cos(A6)$$

Dibujo 36.

ESLABONES 1, 2 Y CILINDRO



Dibujo 37

A este eslabón hay que añadirle la carga generada por las boquillas y la manguera

$$\sum M_z^A = 0$$

$$2,5 \cdot (2,75 + 2,25 + 1,75 + 1,25 + 0,75 + 0,25) \cdot \cos(A9) + 12,9 \cdot 2,75^2 \cdot \cos(A9) / 2 + \\ + (P4/2 + P3 + P6/2 + R_{3-2Y}) \cdot L20 + P7/2 \cdot L19 + P2 \cdot L21 + Pc/2 \cdot L22 - \\ - R_{5-2Y} \cdot L18 - R_{5-2X} \cdot L25 - R_{3-2X} \cdot L26 - N7 \cdot L23 - Nc \cdot L24 = 0$$

$$Nc = \frac{2,5 \cdot (2,75 + 2,25 + 1,75 + 1,25 + 0,75 + 0,25) \cdot \cos(A9) + 12,9 \cdot 2,75^2 \cdot \cos(A9) / 2 + \\ + (P4/2 + P3 + P6/2 + R_{3-2Y}) \cdot L20 + P7/2 \cdot L19 + P2 \cdot L21 + Pc/2 \cdot L22 - \\ - R_{5-2Y} \cdot L18 - R_{5-2X} \cdot L25 - R_{3-2X} \cdot L26 - N7 \cdot L23}{L24}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{1-2X} - Nc \cdot \cos(A8) - R_{3-2X} - R_{5-2X} - N7 \cdot \cos(A4) = 0$$

$$R_{1-2X} = Nc \cdot \cos(A8) + R_{3-2X} + R_{5-2X} + N7 \cdot \cos(A4)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{1-2Y} - Nc \cdot \sin(A8) - P2 - R_{3-2Y} - P3 - P4/2 - P6/2 - P7/2 + N7 \cdot \sin(A4) + R_{5-2Y} - \\ - 2,5 \cdot 5 - 12,9 \cdot 2,75 - Pc/2 = 0$$

$$R_{1-2Y} = Nc \cdot \sin(A8) + P2 + R_{3-2Y} + P3 + P4/2 + P6/2 + P7/2 - N7 \cdot \sin(A4) - R_{5-2Y} + \\ + 2,5 \cdot 5 + 12,9 \cdot 2,75 + Pc/2$$

Y la tabla resultante es la siguiente:

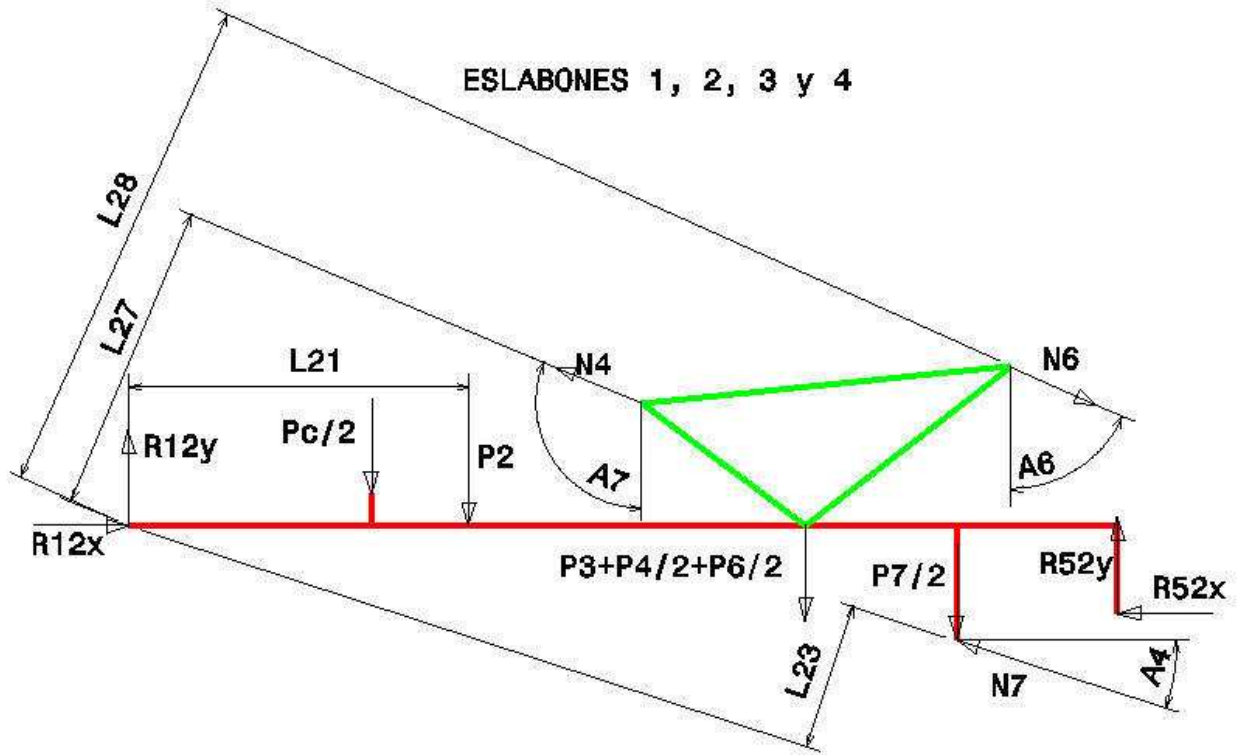
°	N12	R5-11x	R5-11y	N9	R5-10x	R5-10y	N7	R5-8x	R5-8y	N6	R2-5x	R2-5y	N4
0	250	60	165	450	387	194	1031	1479	62	710	-416	-255	2984
10	245	26	166	434	393	130	1013	1422	257	1306	84	-13	2938
20	237	21	158	389	340	92	933	1268	365	1417	235	24	2497
30	224	25	145	330	264	64	822	1061	440	1531	400	109	2379
40	207	27	127	268	186	42	699	830	490	1618	513	237	2368
50	186	24	106	214	119	26	585	606	517	1611	487	348	2304
60	165	16	87	172	71	16	497	413	523	1437	302	324	2042
70	145	7	68	142	39	11	431	263	507	1121	76	116	1587
80	122	1	44	115	17	8	366	154	454	798	-56	-140	1143
90	86	0	8	82	4	4	268	78	339	575	-62	-276	870
1	250	54	166	451	394	186	1035	1482	91	761	-379	-241	2857
2	250	49	167	452	398	178	1037	1483	117	809	-343	-227	2770
3	249	44	168	451	401	170	1037	1480	140	855	-306	-213	2708
4	249	40	168	450	402	164	1036	1476	160	908	-262	-193	2690
5	248	37	168	448	402	157	1034	1470	179	995	-188	-154	2781
6	248	34	168	446	402	151	1032	1463	197	1080	-116	-116	2864
7	247	32	167	444	401	145	1028	1454	213	1162	-45	-77	2940
8	246	29	167	441	399	140	1024	1444	229	1243	25	-39	3013

9	246	28	167	438	396	135	1019	1434	243	1295	72	-15	3020
Max	250	60	168	452	402	194	1037	1483	523	1618	513	348	3020

°	R2-3x	R2-3y	Nc	R1-2x	R1-2y	R5-11	R5-10	R5-8	R2-5	R2-3	R1-2
0	2352	36	11037	13830	-687	175	433	1480	487	2352	13847
10	1835	1026	9980	12893	1452	168	414	1445	85	2103	12975
20	1247	1566	8420	10771	3117	160	352	1319	236	2002	11213
30	936	2088	6730	8648	4274	148	272	1149	415	2288	9647
40	732	2622	5134	6620	4976	130	190	964	565	2722	8282
50	575	3030	3776	4766	5249	109	122	797	599	3084	7090
60	424	3043	2768	-1068	5116	88	73	667	443	3072	5226
70	266	2568	2008	-737	4604	68	40	571	138	2581	4662
80	124	1919	1188	-388	3741	44	19	479	151	1923	3761
90	-10	1445	52	-14	2504	8	6	348	283	1445	2504
1	2191	147	11720	14409	-573	175	435	1485	449	2196	14420
2	2071	247	11809	14439	-362	174	436	1487	411	2086	14444
3	1977	338	11559	14156	-108	173	435	1487	373	2006	14156
4	1919	429	11317	13919	134	173	434	1485	326	1966	13920
5	1939	537	11052	13766	372	172	432	1481	244	2012	13771
6	1952	646	10795	13607	605	171	429	1476	164	2056	13621
7	1961	757	10543	13444	833	170	426	1469	90	2102	13470
8	1966	869	10294	13276	1057	170	423	1462	46	2150	13318
9	1928	964	10101	13095	1268	169	418	1454	73	2156	13156
Max	2352	3043	11809	14439	5249	175	436	1487	599	3084	14444

Se ha calculado el rango de 0 a 10° de unidad en unidad porque parece una zona crítica en la que se pueden dar picos de carga, como así ha sido en algunas reacciones.

Como se ha dicho antes, se ha de calcular los eslabones 1, 2, 3 y 4 aparte para la posición de pulverización. En este caso se introduce una nueva incógnita en el análisis de los eslabones 3 y 4, por lo que se hace un análisis conjunto con los eslabones 1 y 2 y después por separado. Al hacer esto, en el primer sólido libre desaparecen las tres reacciones entre los eslabones 2 y 3 y se puede calcular de nuevo. Luego, se aísla el eslabón 3 y se calcula estas tres reacciones, conocida ya N4. Al estar en posición de síntesis, la mayoría de medidas coinciden con las dimensiones principales. La carga de los elementos para la aplicación del producto se tendrá en cuenta en el primer caso.



$$\sum M_z^A = 0$$

Dibujo 38

$$2,5 \cdot (2,75 + 2,25 + 1,75 + 1,25 + 0,75 + 0,25) + 12,9 \cdot 2,75^2 / 2 + \\ + (P_4/2 + P_3 + P_6/2) \cdot d_7 + P_7/2 \cdot d_8 + P_2 \cdot L_{21} + P_c/2 \cdot d_6 - \\ - R_{5-2Y} \cdot d_9 + R_{5-2X} \cdot d_{11} - N_7 \cdot L_{23} - N_4 \cdot L_{27} + N_6 \cdot L_{28} = 0$$

$$N_4 = \frac{2,5 \cdot (2,75 + 2,25 + 1,75 + 1,25 + 0,75 + 0,25) + 12,9 \cdot 2,75^2 / 2 + \\ + (P_4/2 + P_3 + P_6/2) \cdot d_7 + P_7/2 \cdot d_8 + P_2 \cdot L_{21} + P_c/2 \cdot d_6 - \\ - R_{5-2Y} \cdot d_9 + R_{5-2X} \cdot d_{11} - N_7 \cdot L_{23} + N_6 \cdot L_{28}}{L_{27}}$$

$$\sum F_H = 0$$

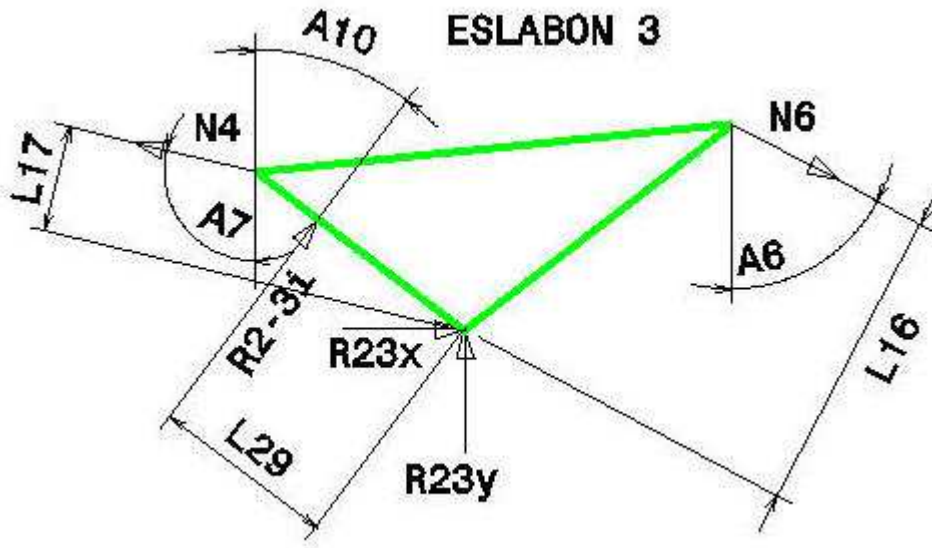
$$R_{1-2X} - N_4 \cdot \sin(A_7) - N_7 \cdot \cos(A_4) - R_{5-2X} + N_6 \cdot \sin(A_6) = 0$$

$$R_{1-2X} = N_4 \cdot \sin(A_7) + N_7 \cdot \cos(A_4) + R_{5-2X} - N_6 \cdot \sin(A_6)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{1-2Y} - P_c/2 - P_2 + N_4 \cdot \cos(A_7) - P_3 - P_4/2 - P_6/2 - P_7/2 + N_7 \cdot \sin(A_4) + R_{5-2Y} - \\ - N_6 \cdot \cos(A_6) - 2,5 \cdot 6 + 12,9 \cdot 2,75 = 0$$

$$R_{1-2Y} = P_c/2 + P_2 - N_4 \cdot \cos(A_7) + P_3 + P_4/2 + P_6/2 + P_7/2 - N_7 \cdot \sin(A_4) - R_{5-2Y} + \\ + N_6 \cdot \cos(A_6) + 2,5 \cdot 6 + 12,9 \cdot 2,75$$



$$\sum M_z^E = 0 \quad \text{Dibujo 39}$$

$$N6 \cdot L16 + R_{2-3y} \cdot L29 - N4 \cdot L17 = 0$$

$$R_{2-3I} = \frac{N4 \cdot L17 - N6 \cdot L16}{L29}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{2-3x} - N4 \sin(A7) + N6 \sin(A6) + R_{2-3I} \cdot \sin(A10) = 0$$

$$R_{2-3x} = N4 \sin(A7) - N6 \sin(A6) - R_{2-3I} \cdot \sin(A10)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{2-3y} + N4 \cos(A7) - N6 \cos(A6) + R_{2-3I} \cdot \cos(A10) = 0$$

$$R_{2-3y} = -N4 \cos(A7) + N6 \cos(A6) - R_{2-3I} \cdot \cos(A10)$$

Los resultados son:

	N4	R1-2x	R1-2y	R2-3i	R2-3x	R2-3y
0° pulv.	8143	8096	879,9	2028	6956	-603,3

1.2.3.2.- Análisis de los estados de carga y diagramas de esfuerzos con cargas iniciales.

La gran cantidad de información obtenida debe de ser interpretada de tal manera que se tengan que realizar la menor cantidad de cálculos posibles, sabiendo a ciencia cierta que se esta empleando los valores correctos de esfuerzos. En este caso, correcto significa calcular las piezas

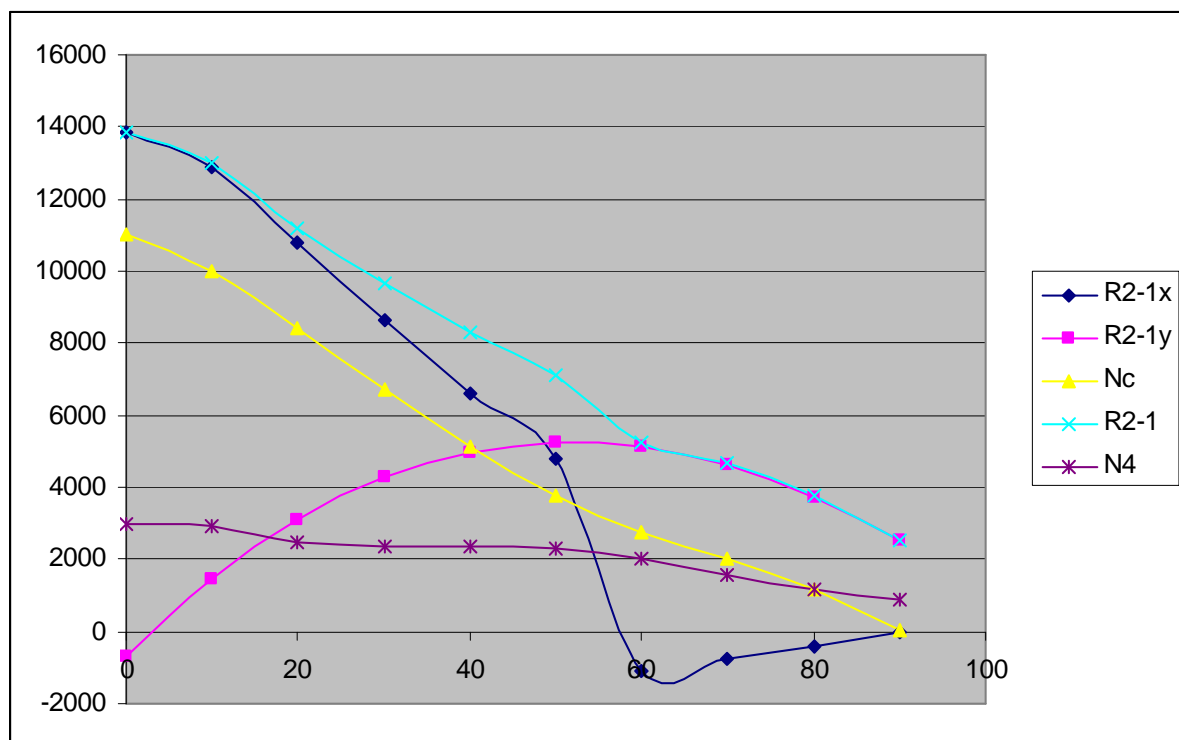
para la mayor sollicitación a la que van a trabajar, pero no se ha de tener en cuenta simplemente el valor de la carga, ya que como se ha dicho antes, la estructura va a trabajar a fatiga mientras este en la posición de pulverización y en este caso se deberá utilizar un coeficiente de seguridad respecto a la fluencia de 3. Para las posiciones de replegamiento el coeficiente de seguridad respecto a la fluencia será de 2.

En los eslabones 1, 2, 3 y 5 se habrán de estudiar la combinación de acciones que se produce para distintas posiciones. En las piezas que únicamente trabajan a tracción se utilizara la mayor carga y en las que trabajan a compresión también, pero teniendo en cuenta el pandeo.

Para realizar los diagramas de esfuerzos se emplea el programa AMEB que proporciona los axiles, los cortantes y los momentos flectores. Las cargas se han introducido en Newtons y las longitudes en milímetros.

1.2.3.2.1.- Eslabón 1.

Los esfuerzos que afectan al eslabón 1 se han representado en la siguiente grafica en la que el eje de las ordenadas indica el valor de la carga en Newtons y el de ordenadas la posición angular del eslabón 2 respecto a la horizontal en grados:



Observándola y comparándola con las reacciones en pulverización, (cuando el eslabón 3 apoya sobre el 2), se comprueba claramente que los máximos esfuerzos se producen cuando el cilindro comienza a actuar, es decir, cuando se pierda el contacto de apoyo entre el eslabón 3 y el

eslabón 2, incluso con su coeficiente de seguridad inferior.

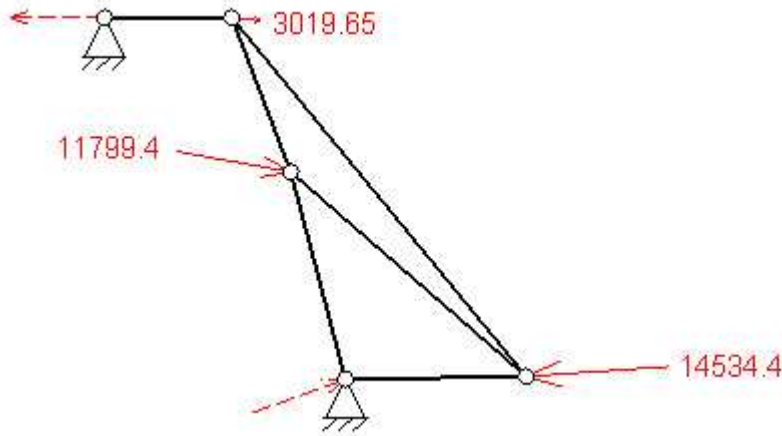
Si se extraen los resultados de 0 a 10°, para R2-1x, aparece un máximo en 3° de casi 14500 N. La reacción en y en ese punto puede ser despreciada, ya que es casi dos órdenes de magnitud inferior pero se toma 1000 N. que es un valor medio en el rango de 1° a 10°. El axil del cilindro también tiene su máximo cercano a esta posición, concretamente en 2° y vale 11800 N., pero se calcularan como si actuaran a al vez por fenómenos de deformación, que podrían hacer que así ocurriera. Lo mismo se hace con N4, que tiene su máximo en 9° con un valor de 3020 N.

La reacción N4 para la posición de pulverización si es muy superior a las que se alcanzan en replegamiento y algo inferior a la carga que se transmite a la estructura en replegamiento en 0°. Esta es de 8143 N. Lo que se hace es calcular la estructura con los datos anteriores, ya que el perfil inferior será igual que el superior para no aumentar la cantidad de tipos de perfiles y el esfuerzo del inferior es mucho mayor que N4. No ocurre lo mismo con la pieza que regula la altura, la cual se calculara para el esfuerzo de N4 en pulverización, el cual lo recibe casi íntegramente, además con un coeficiente de seguridad de 3 debido a esto.

Este eslabón necesita dos diagramas de esfuerzos debido a su configuración.

En primer lugar se han de analizar las piezas que unen los eslabones retractables con la estructura. Su forma de trabajar será la siguiente:

Están apoyadas en la estructura y por lo tanto se consideraran como apoyos fijos con los giros permitidos. El eje C de esta pieza divide los esfuerzos para ambas piezas entre los que se descomponen en la dirección determinada por este eje y la unión inferior a la estructura; y los que se descomponen en la dirección determinada por este eje y la unión superior a la estructura ya que son uniones pivotantes. El eje B soporta el esfuerzo del cilindro en su dirección de acción y el eje A soporta la reacción de apoyo del eslabón 2. Se va a calcular las reacciones que estas piezas transmiten a la estructura directamente, pero las piezas en si, se calculan por elementos finitos debido a su complicada geometría, ya que una cuenta con dos pliegues y la otra con muchos agujeros y ambas cualidades pueden crear concentraciones de tensión. Con los ángulos de inclinación del cilindro hidráulico y del eslabón 4, sus solicitaciones se descompone en x e y. Todas estas medidas se extraen del dibujo en 3D. Se ha hecho el calculo esquematizando ambas piezas como una estructura isostática de barras articuladas. Ya que el resultado en las piezas como se ha dicho no interesa. El dibujo y los resultados son los siguientes:



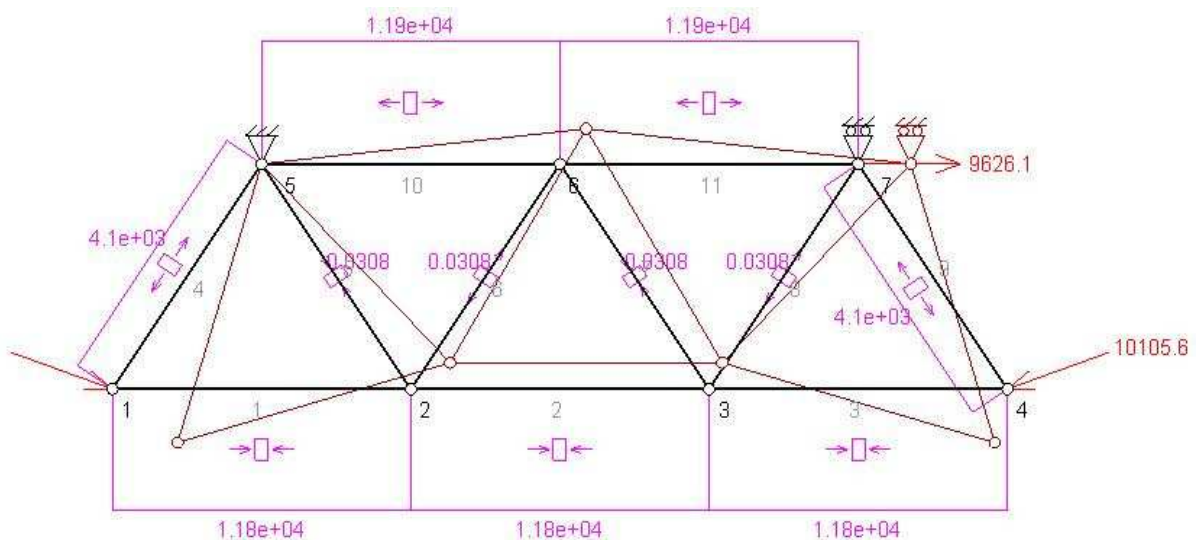
Dibujo 40

Reacciones apoyo inferior (N): $9.5111\text{e}+03$ en x $3.4150\text{e}+03$ en y

Reacciones apoyo superior (N): $9.6261\text{e}+03$ en x $0.0000\text{e}+00$ en y

Estos datos se recuperaran en el cálculo de resistencia del material.

El segundo diagrama de esfuerzos es el de la estructura principal, el cual cumple tres características básicas: la relación de longitud de sus perfiles respecto de su inercia de la sección es alta, los ejes de las secciones coinciden siempre en los nodos y las cargas están aplicadas en estos, por lo tanto, el calculo se realizara como si fuese una estructura articulada. Como ya se explico en el diseño de las piezas y además se comprueba en el dibujo anterior, el esfuerzo en el apoyo superior es paralelo a l eje de la sección del perfil cuadrangular superior, por lo tanto va a ser aplicado en el mismo punto en el que se sujeta la estructura. Estos puntos de sujeción se consideran, un lado como fijo con el giro permitido, y el otro como restringido únicamente el desplazamiento vertical, ya que la estructura ira suspendida de dos bielas. El diagrama de esfuerzos y los resultados son los siguientes:



Dibujo 41

Línea	Punto inicial	Punto final	Axil
1	1	2	-1,18E+04
2	2	3	-1,18E+04
3	3	4	-1,18E+04
4	1	5	4,10E+03
5	2	5	-3,08E-02
6	2	6	3,08E-02
7	3	6	-3,08E-02
8	3	7	3,08E-02
9	4	7	4,10E+03
10	5	6	1,19E+04
11	6	7	1,19E+04

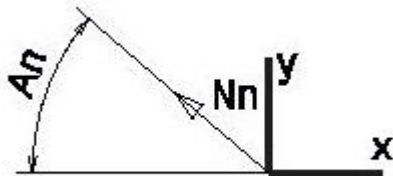
Se ha utilizado la carga total aplicada a la estructura porque así se conoce ya la carga con el coeficiente de seguridad de 2, ya que la estructura principal esta compuesta por dos subestructuras, cada una de las cuales recibe la mitad de la carga.

1.2.3.2.2.- Eslabón 2.

Para analizar el eslabón 2 se va a proceder de la siguiente manera:

Se calculan las cargas para todas las posiciones en ejes locales paralelos al eje de la sección principal, de esta forma se facilita en gran medida el análisis de los máximos de carga. Posteriormente se comparara con los resultados de la posición de pulverización, en la que, al aparecer R_{3-21} y desaparecer N_c , el eslabón 2 trabaja de otra manera.

De esta manera se puede considerar al eje a como un apoyo fijo y a D como un apoyo en el que se restringe el movimiento en la dirección vertical. R_{1-2x} , R_{1-2y} , y la componente de N_c en y no se necesitaran cambiar de base ya que son las reacciones que se generan al imponer esos apoyos. El axil N_7 también se descompone en coordenadas locales.

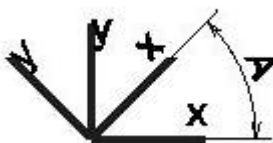


Para descomponer N_7 y N_c en coordenadas x e y globales se hace lo siguiente.

$$N_{nx} = -N_n \cdot \cos(An)$$

$$N_{ny} = N_n \cdot \sin(An)$$

Dibujo 42



Como ambos ángulos son mayores de 90° se

introduce el menos al pasar a x. Una vez se tiene las reacciones en x e y. para pasar a x' e y' es como un cambio de base cualquiera:

$$Nnx' = Nnx \cdot \cos(A) + Nny \cdot \sin(A)$$

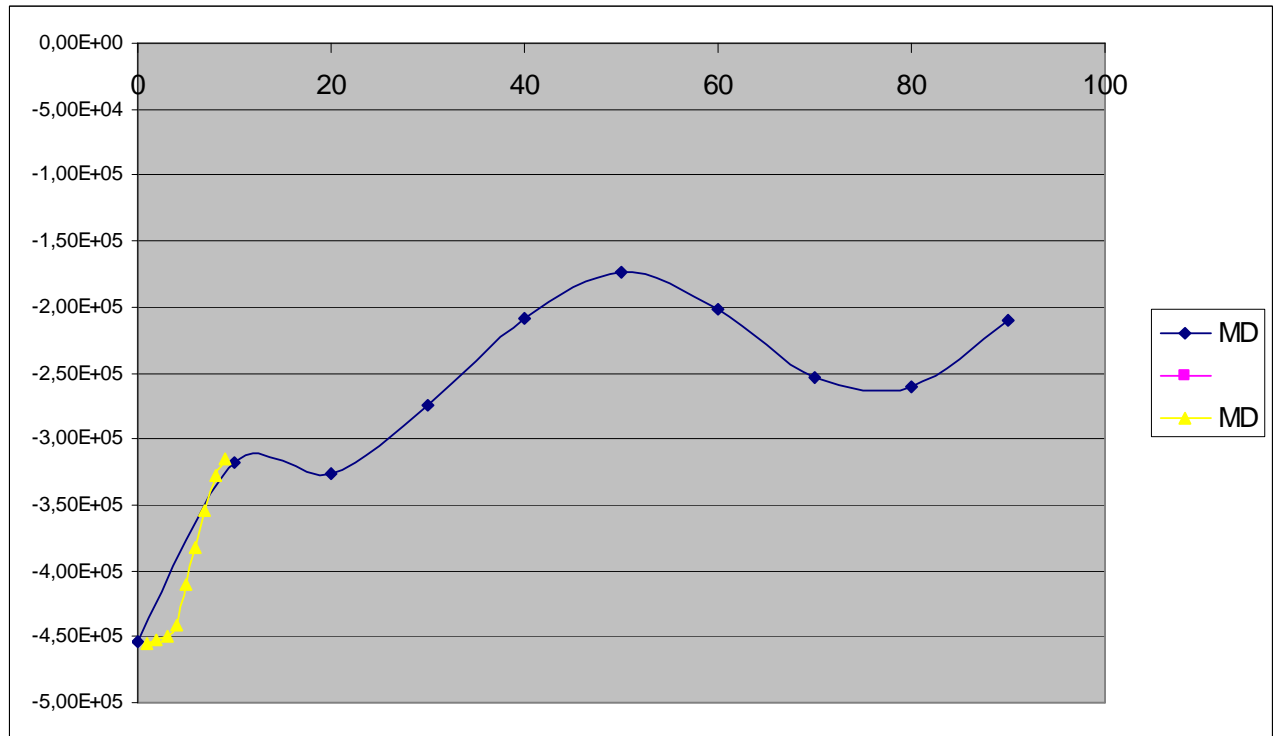
$$Nny' = -Nnx \cdot \sin(A) + Nny \cdot \cos(A)$$

Así pues los resultados son los siguientes:

°	N7x'	N7y'	R2-5x'	R2-5y'	R2-3x'	R2-3y'	Ncx'	MD
0	-1166	13	864	-176	-1171	-12	-6191	-4,54E+05
10	-1087	356	337	-26	-1456	-503	-4915	-3,18E+05
20	-876	587	200	-56	-1224	-747	-3889	-3,26E+05
30	-594	715	62	8	-1307	-942	-2502	-2,75E+05
40	-292	735	-1	126	-1561	-1063	-1225	-2,08E+05
50	-19	664	34	182	-1839	-1022	-305	-1,74E+05
60	190	535	64	84	-1902	-761	240	-2,02E+05
70	322	378	-41	-84	-1620	-397	519	-2,54E+05
80	366	220	-217	-150	-1190	-124	493	-2,60E+05
90	309	85	-296	-97	-874	13	52	-2,10E+05
1	-1169	58	821	-184	-1170	-56	-6748	-4,55E+05
2	-1168	97	781	-188	-1162	-95	-6709	-4,52E+05
3	-1165	134	741	-190	-1157	-134	-6291	-4,49E+05
4	-1159	170	695	-186	-1171	-175	-5961	-4,41E+05
5	-1151	204	614	-153	-1272	-233	-5728	-4,10E+05
6	-1141	236	537	-117	-1358	-295	-5513	-3,82E+05
7	-1130	268	463	-79	-1433	-359	-5309	-3,54E+05
8	-1117	298	392	-38	-1502	-425	-5112	-3,27E+05
9	-1103	327	348	-18	-1511	-477	-4986	-3,16E+05

La columna MD indica el momento en el eje D que es donde se considera como apoyado y por lo tanto, donde más momento habrá. Como se ha hecho el cambio de base, únicamente hay que multiplicar cada reacción en el eje Y por su distancia horizontal a D, la cual se extrae fácilmente de las dimensiones principales, además de los pesos de los eslabones.

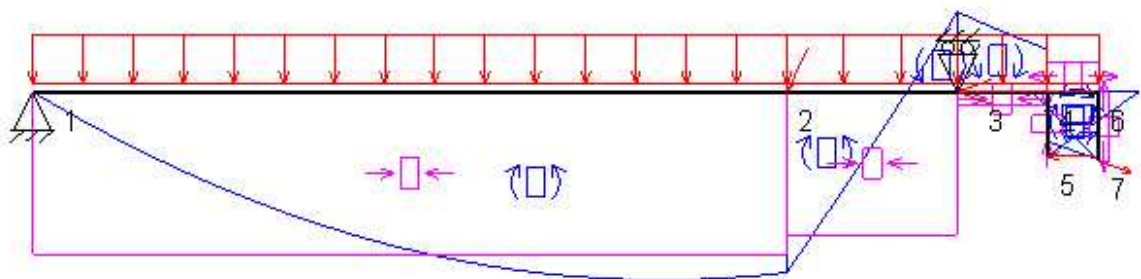
Los resultados indican que el mayor momento se produce en 1°, aunque podría ser mayor que la carga localizada en este ángulo, por lo tanto se dibuja el gráfico para ver la tendencia donde las abscisas es la posición angular del eslabón 2 en grados y las ordenadas la carga en Newtons.



El gráfico indica que no puede ser mucho mayor el máximo de la curva y teniendo en cuenta que siempre hay un coeficiente, se puede tomar este punto como máximo para realizar la comparación con la posición de pulverización. A continuación aparecen los diagramas de esfuerzos para ambos casos. Para el peso de la estructura se tiene en cuenta el del predimensionamiento que nos proporciona el programa, de manera distribuida, ya que todavía no se han realizado los cálculos. Cuando estos se hagan, probablemente el peso descenderá.

Para la posición de pulverización, el apoyo móvil se considera que es la reacción en el eje Y del eslabón 3 sobre el 2.

Pulverización:



Dibujo 43

Línea	Punto Ini.	Punto Fin.	Lxil Ini.	Axil Fin.
			Flector Ini.	Flector Fin.
1	1	2	-3,97E+03	-3,97E+03
			0,00E+00	3,97E+05
2	2	3	-3,44E+03	-3,44E+03
			3,97E+05	-1,15E+05
3	3	4	-3,02E+02	-3,02E+02
			-1,15E+05	-6,41E+04
4	4	5	-1,30E+01	-1,30E+01
			-1,92E+05	0,00E+00
5	4	6	8,64E+02	8,64E+02
			1,28E+05	1,54E+05
6	6	7	1,76E+02	1,76E+02
			1,54E+05	0,00E+00

Viendo los resultados para la posición de pulverización se alcanzan momentos flectores algo menores que para el replegamiento, pero como se dijo que para pulverización se debía de utilizar un coeficiente de seguridad de 3, ocurre que es más desfavorable en pulverización, por lo tanto, los dos perfiles principales del eslabón 2 se deberán calcular con las cargas de esta posición.

Esto no implica que los ejes se calculen con las cargas en esta posición, sino que se deberán calcular con la mayor carga a la que estén sometidos, extraído de la tabla y es independiente de la posición y del ángulo de la carga aplicada.

Se va a analizar también la peor posición para las chapas que contiene a los ejes F y G en voladizo. Las cargas que se aplican en los anteriores ejes producen un momento flector a las susodichas chapas de manera que se considera aplicado para el cálculo en el eje E.

El momento para cada posición se puede extraer de la tabla de las reacciones proyectadas:

°	Mf
0	19399
10	-183391
20	-215263
30	-246172
40	-255202
50	-210295
60	-108896
70	-12276
80	23265
90	12405

En este caso el mayor flector se produce para la posición de 40°, que comparándolo con el flector final en la posición de pulverización de la línea 2, que es 115000, es mayor el de la

posición de 40° , aunque tenga un coeficiente de seguridad inferior.

1.2.3.2.3.- Eslabón 3.

En este eslabón se detecta rápidamente en las tablas que su mayor sollicitación será en la posición de pulverización, debido a que N_4 es muy superior, pero solo afectará al tramo HE produciéndole tracción y flexión, ya que a mitad del tramo se apoya en el eslabón 2. Los otros dos tramos, HI y EI tienen sollicitaciones diferentes pero que siempre son menores que esta y de tracción y compresión únicamente. Como se establece que la sección sea igual para los tres, no necesitarán ser calculadas. También trabaja a compresión, pero como se coloca una chapa transversal, se evita que aparezca pandeo.

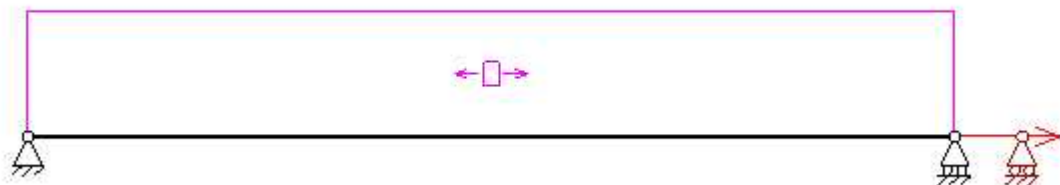
1.2.3.2.4.- Eslabones 4, 6, 9 y 12.

Estos eslabones trabajan únicamente a tracción.

Para el eslabón 4 su máximo se localiza en pulverización con un valor de 8143 N.

Para el eslabón 6 su máximo se encuentra en 40° con un valor de 1618 N.

Los eslabones 9 y 12 también tienen su máximo en pulverización con 450 N y 250 N respectivamente. El diagrama general será:

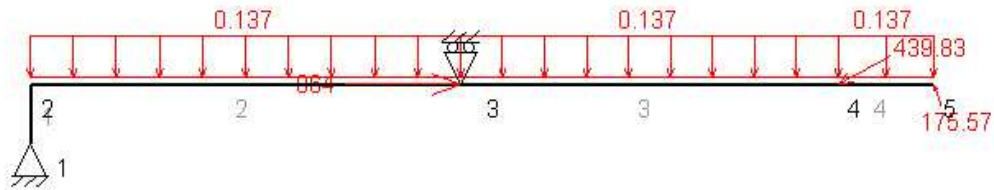


Dibujo 44

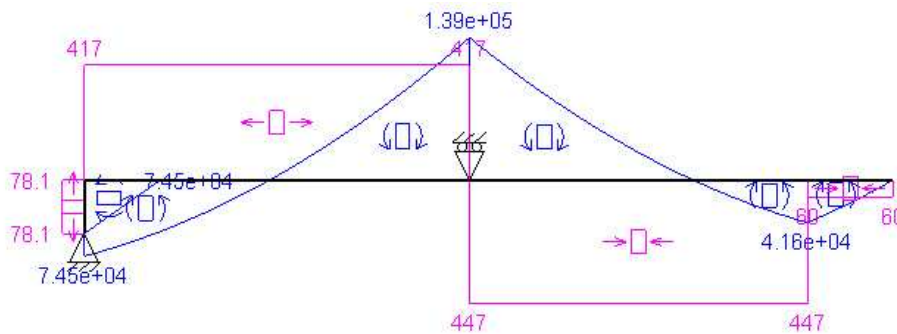
1.2.3.2.5.- Eslabón 5.

Al igual que se hizo con el eslabón 2, las cargas que afectan al eslabón 5 se deberían descomponer en ejes locales, pero en este caso se aprecia fácilmente en la tabla de cargas que las mayores sollicitaciones se producen para la posición de pulverización, tanto en x como en y, por lo que solo se necesita calcular esa posición. Los apoyos se consideran el eje G, que se coloca un apoyo fijo, y la componente vertical de N_6 , el cual se descompone y la componente horizontal se aplica, la cual da en el otro sentido en ese punto porque R_{8-5x} es en distinto sentido y mayor. El peso de los elementos que se simplificaron a ese punto tampoco necesita ser representado, ya que no tienen componente horizontal. No ocurre lo mismo con el peso de los eslabones 10, 12 y 9 que se aplican en el eje K y que si se han añadido. Su propio peso y el de los pulverizadores, junto con

las mangueras, se han sumado y se ha colocado como una carga distribuida. El diagrama es el siguiente:



Dibujo 45

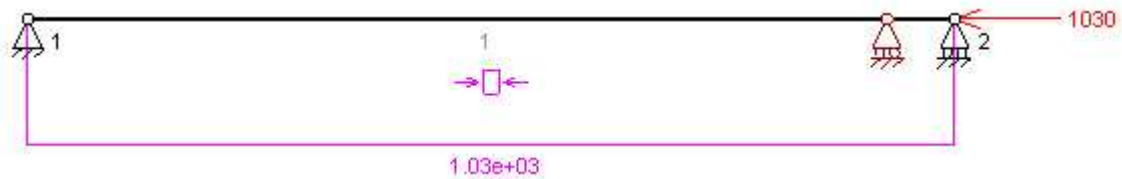


Dibujo 46

El punto más crítico se encuentra en la unión con el eslabón 6, como era de suponer

1.2.3.2.6.- Eslabón 7.

Este eslabón trabaja a compresión y como es un perfil muy esbelto se habrá de comprobar que no falla a pandeo. Su mayor compresión se produce en la posición de pulverización con un valor de 1030 N. Su diagrama es el siguiente:

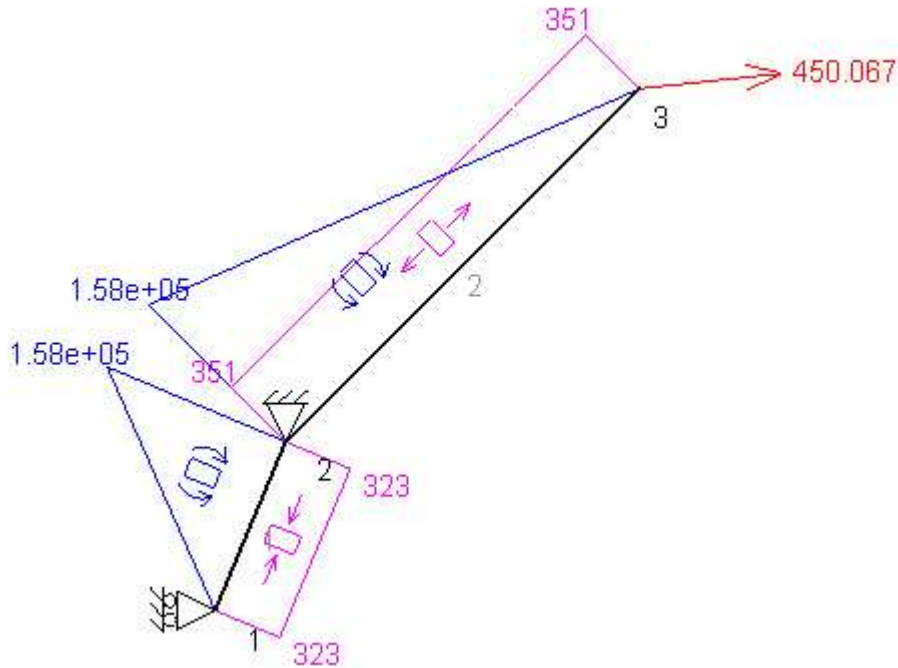


Dibujo 47

1.2.3.2.7.- Eslabón 8.

La posición mas critica de este eslabón también se encuentra cuando las barras están en pulverización, ya que las cargas que se le aplican son mayores en ese momento y además inciden de manera casi perpendicular, lo cual provoca el mayor momento flector. Podría ser que el momento provocado en una posición cercana de replegamiento fuera ligeramente mayor, pero el coeficiente

de seguridad que se aplicara para las piezas, cuya resistencia sea calculada teniendo en cuenta las cargas producidas en pulverización es de 3, no cabe duda pues, que esta es la posición mas desfavorable. Simplificando sus apoyos para el cálculo se puede considerar el eje J como un apoyo fijo y al eje M se le restringe el movimiento en x, ya que N7 es casi horizontal. Así pues se aplicara la carga de N9 en esa posición que es de 450 N.



Dibujo 48

1.2.3.2.8.- Eslabón 10.

Con este eslabón ocurre lo mismo, y aunque tenga una forma constructiva distinta, también tiene un pliegue que hace que se generen torsiones en la pieza. Este pliegue era necesario para evitar la interferencia entre los eslabones 9 y 12, por lo que lo único que se podrá hacer en caso de que se deba aumentar la rigidez será reforzar esta pieza o aumentar su sección. Su mayor esfuerzo está en la posición de pulverización, y al igual que se hizo en la pieza anterior, se convertirá un axil en restricción de movimiento horizontal, en este caso N9. Su apoyo en el eslabón 5 se supondrá un apoyo fijo y la carga N12 se aplicará en el eje P, que en esa posición es de 250 N.

1.2.3.2.9.- Eslabón 11.

Observando la tabla y su configuración, se llega a la conclusión de que en la posición de pulverización encuentra su punto más desfavorable, ya que el conjunto trabaja a flexión en el momento de mayores cargas y con mayor coeficiente de seguridad. El problema de este eslabón se encuentra en que está suspendido asimétricamente por el eslabón 12, y aunque se solucionó colocando un perfil rectangular que absorba los esfuerzos de torsión, su base deberá ser

comprobada a rigidez mediante elementos finitos.

1.2.3.2.10.- Ejes.

Para el cálculo de las piezas que intervienen en los ejes (ejes físicos, casquillos, chapa de unión al casquillo, tornillos,...) no importa la dirección de la carga por lo que se calcularán obteniendo el mayor valor de la carga para cada eje, extraídos de las tablas.

1.2.4.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA.

1.2.4.1.- Comprobación inicial de resistencia.

Antes de realizar los cálculos de todas las piezas del mecanismo comenzando por el último eslabón, se va a hacer una comprobación de las partes que se pueden considerar como críticas para asegurar que la cinemática de este mecanismo se puede conseguir llevar a cabo sin demasiado peso con las configuraciones constructivas que se han preestablecido.

Los factores que se han tenido en cuenta para elegir las piezas que deben ser comprobadas previamente son la carga aplicada y la forma de trabajar de la pieza, los cuales, comparados con la experiencia, llevan a realizar esta prueba de resistencia inicial.

Las partes que se consideran como “críticas” son:

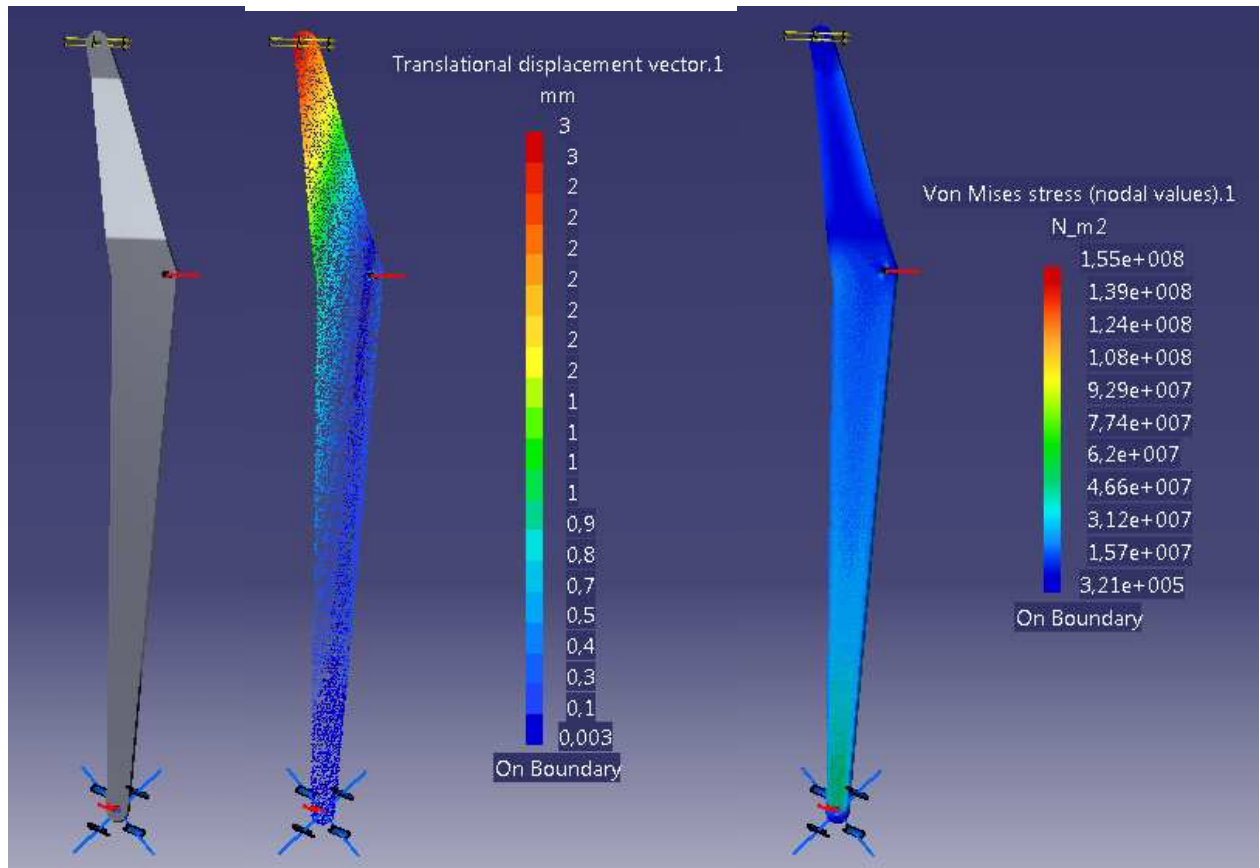
1.2.4.1.1.- Eslabón 10.

Su forma constructiva debida a que se debe evitar la interferencia entre los eslabones 10 y 12, hace pensar que tenga una rigidez baja, lo cual puede ocasionar que el eslabón 11 oscile demasiado. Para comprobar su rigidez se hace un análisis de elementos finitos.

En el dibujo sin analizar aparecen las condiciones de contorno, las cuales son:

En el eje inferior pivota sin posibilidad de giro, en el eje intermedio no se puede mover únicamente en la dirección en la que apunta y en el eje superior se aplica la carga calculada en las tablas multiplicada por el coeficiente de seguridad que en este caso es 3.

Observando los resultados, en cuanto a resistencia, el coeficiente de seguridad es de casi 6, y el desplazamiento que se produce antes de llegar a la rotura es de 3mm, la cual es una medida aceptable, ya que también debe de oscilar un poco para absorber los golpes del movimiento del eslabón 11. Aun así se ha cambiado el ángulo de doblado de la chapa, ya que al principio alcanzaba valores de desplazamiento mucho mayores. Así pues la pieza se puede dar por válida.



Dibujo 49

1.2.4.1.2.- Eslabón 5.

La inercia mínima necesaria para soportar el momento flector en el perfil principal del eslabón 5, ya que puede ser muy alta.

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{139000 N \cdot mm}{116 N / mm^2} = 1198 mm^3$$

En este caso el coeficiente de seguridad era de 3 por ser en pulverización. El perfil inicial que se ha utilizado tiene un modulo resistente de 11800 multiplicada por 2 al haber dos, luego no hay problema de resistencia y se presupone que tampoco de rigidez. No obstante, ese perfil se deberá redimensionar.

1.2.4.1.3.- Eslabón 2.

La inercia mínima necesaria para soportar el momento flector en el perfil principal del eslabón 2.

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{399000 N \cdot mm}{116 N / mm^2} = 3440 mm^3$$

El perfil inicial que se ha utilizado tiene un modulo resistente de 14500 multiplicada por

2 al haber dos, luego no hay problema de resistencia y se presupone que tampoco de rigidez. No obstante, ese perfil se deberá redimensionar porque sería demasiado grande. El coeficiente de seguridad que se impone es de 2 por ser la carga producida en una posición de replegamiento.

1.2.4.1.4.- Cilindro hidráulico.

La superficie del cilindro hidráulico necesaria para que no sea muy grande.

La superficie mínima necesaria teniendo en cuenta que la presión mínima de aceite a la que bombea un tractor según catálogos de distintas marcas es 200 bar y cogiendo la fuerza mínima que debe ejercer para no bloquearse en todo el recorrido, es:

$$S = \frac{F_{MAX}}{P_{MIN}} = \frac{11800 N}{200 bar \cdot 0,1 \frac{N}{mm^2} / bar} = 590 mm^2$$

El cilindro inicial escogido tiene una superficie en el sentido de la fuerza de la fuerza de $2591 mm^2$. Así pues se utilizara un cilindro mas pequeño y por lo tanto no es necesario uno grande.

1.2.4.2.- Diagramas de esfuerzo y cálculo de cada eslabón.

Antes de comenzar, hay que decir que el orden seguido en cuanto a calculo de los eslabones no es su numeración, sino que hay que seguir el camino ya recorrido en los sólidos libres, porque de esta manera, a cada eslabón que se este calculando, se le podrán añadir los pesos de los eslabones que le afecten porque ya serán los reales. Cada vez que se obtenga el peso de un eslabón, este deberá ser actualizado en la tabla del análisis estático.

1.2.4.2.1.- Eslabón 11.

Para calcular el eslabón 11 se va a comenzar por el perfil del extremo, el cuál, esta sujeto a un perfil y un tornillo en un extremo, por lo que se le puede considerar como empotrado. Sostendrá dos pulverizadores y su longitud en manguera. Su longitud es de 1000mm. que es 50mm. mas de la longitud necesaria para que quede espacio para agarrar el pulverizador. Su sección es de 60x20x1,3. esta predimensionado para poder tener un dato del peso propio. Así pues el momento en el empotramiento es:

$$M_{EMP} = P_{PULV} \cdot (L_1 + L_2) + P_{MANG} \cdot L_{MANG}^2 / 2 + P_{ESPEC.LIN.} \cdot L_{PERFIL}^2 / 2 = 410 N$$

$$M_{EMP} = 2,5 \cdot (950 + 450) + 0,0129 \cdot 950^2 / 2 + 4,81 \cdot 10^{-3} \cdot 1000^2 / 2 = 11726,1 N \cdot mm$$

Y el modulo resistente necesario, siendo el material aluminio 3003 de 42MPa de límite elástico:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_s} = \frac{124MPa}{3} = 42MPa$$

$$W = \frac{M_{EMP}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{11726,1N \cdot mm}{42N \cdot mm^2} = 279,19mm^3$$

El perfil elegido tiene una inercia de $2860mm^3$ por lo que se puede utilizar una sección menor, pero no demasiado pequeña porque el tramo de perfil que le sigue debe ser igual en altura y su momento flector es mayor. Se coge del catalogo de Hydro de perfiles regulares de aluminio un $15 \times 45 \times 1,1mm$ con $1345mm^3$ de modulo resistente.

Conocida la altura del perfil. Se va a calcular el tornillo que lo sujeta, que será de calidad 6.8 con 480MPa de límite elástico.

$$\tau_{MAXADM} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{480MPa}{2 \cdot 3} = 80MPa$$

$$S_{MIN} = \frac{F_{MAX}}{\tau_{MAXADM}} = \frac{\frac{M_{EMP}}{h_{PERFIL}}}{\tau_{MAXADM}} = \frac{\frac{11726,1N \cdot mm}{45mm}}{80MPa} = 3,25mm^2$$

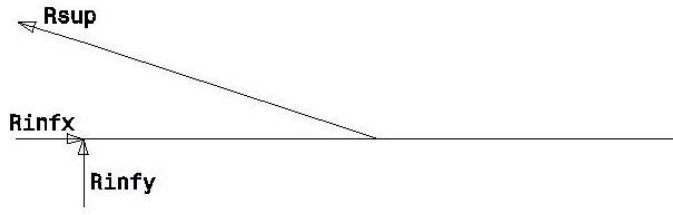
Se usaran tornillos M6 de $20mm^2$ de sección resistente.

Se deben calcular también la sección que hace contacto con el tornillo para que no falle por aplastamiento que siendo tornillos M6 será:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{MAX}}{S} = \frac{\frac{M_{EMP}}{\phi \cdot e_{PERFIL}}}{\frac{h_{PERFIL}}{6mm \cdot 1,1mm}} = \frac{\frac{11726,1N \cdot mm}{6mm \cdot 1,1mm}}{45mm} = 39,5 < \sigma_{MAXADM} = 42MPa$$

Como esta muy cercano del coeficiente de seguridad y teniendo en cuenta que es aluminio y por lo tanto, no tiene limite de fatiga, se utilizara tornillos M8 que proporciona mayor superficie proyectada. El trozo de perfil que lo sostiene, tomada del mismo catalogo, será del mismo grosor.

Calculada esta sección, se va a comprobar si resiste para toda la longitud de las barras unidas. Tomada toda en conjunto se considera como biapoyada con un apoyo en la base y otro en el punto donde se une al tirante. Haciendo sumatorio de fuerzas respecto al apoyo del perfil en la base, se calcula los esfuerzos que se realizan sobre el tirante, que según el dibujo, donde la barra inferior simplifica los perfiles y la superior el tirante, son:



Dibujo 50

$$R_{SUP} = \frac{P_{PULV} \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + P_{MANG} \cdot L_{MANG}^2 / 2 + P_{ESPEC.LIN.} \cdot L_{PERFIL}^2 / 2 + P_{TIRANTE} \cdot L_{TIRANTE} / 2}{110} =$$

$$= \frac{2,5 \cdot (1925 + 1425 + 925 + 425) + 0,0129 \cdot 1925^2 / 2 + 4,81 \cdot 10^{-3} \cdot 1975^2 / 2 + 1,6 \cdot 800 / 2}{110} = 415N$$

Así pues la sección mínima del tirante será:

$$S = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{415N}{42MPa} = 9,88mm^2$$

Volviendo al perfil, el punto de unión del tirante con el perfil será el de máximo momento. Este, se produce por los tres pulverizadores extremos multiplicados por su distancia al punto de apoyo del tirante (extraídas del dibujo), la manguera y el propio peso del eslabón. La tensión será, sumando la de compresión:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{EMP}}{W} = \frac{P_{PULV} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + P_{MANG} \cdot L_{MANG}^2 / 2 + P_{ESPEC.LIN.} \cdot L_{PERFIL}^2 / 2}{W} + \frac{F_{COMP}}{A} =$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{2,5 \cdot (1125 + 625 + 125) + 0,0129 \cdot 1125^2 / 2 + 4,81 \cdot 10^{-3} \cdot 1175^2 / 2}{1345mm^3} + \frac{415N}{127,16mm^2} =$$

$$= 15,5MPa < \sigma_{MAXADM} = 42MPa$$

Luego, el perfil es válido para toda su longitud.

Para el tirante, se utilizará pletina de 20x2mm. Los tornillos para el tirante también serán de M8 que proporcionaran, con esta pletina una sección proyectada de 16mm² y una área efectiva trabajando a tracción de 24mm² y no 40mm² porque se ha de tener en cuenta en la zona donde está el agujero del tornillo.

Como el tirante solo tiene una inclinación de 5° se puede afirmar:

$$R_{SUP} \cong R_{INFx}$$

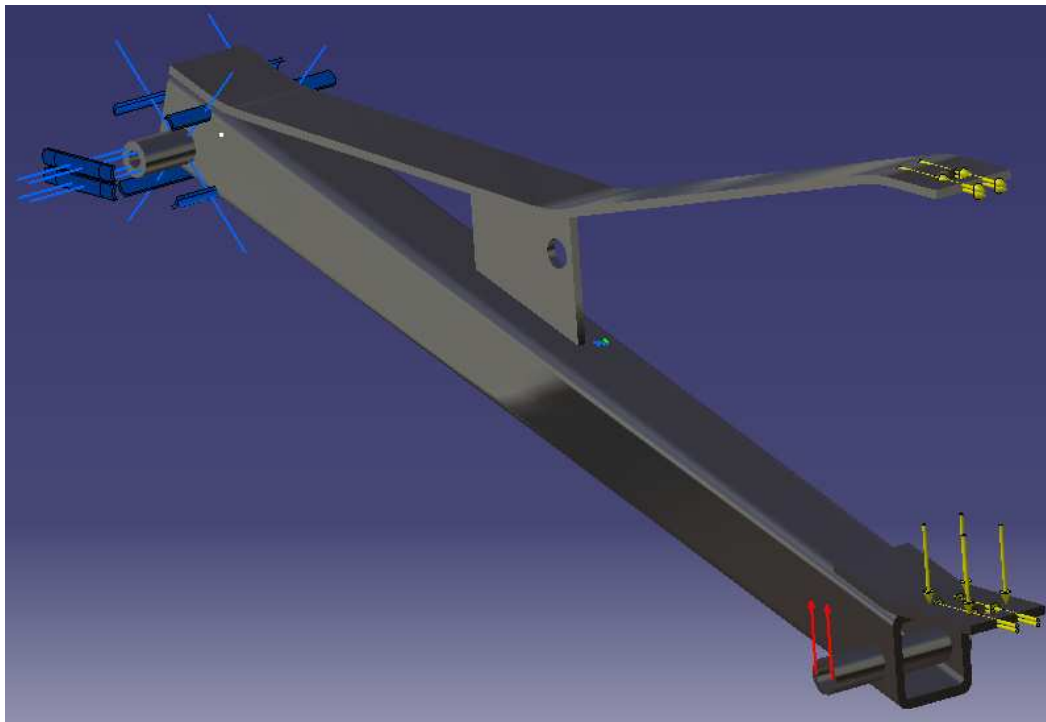
$$R_{INFy} \cong P_{TOTAL} = 2,5 \cdot 4 + 0,0129 \cdot 1925 + 4,81 \cdot 10^{-3} \cdot 1975 + 1,6 = 45,93N$$

Estas son las reacciones que se aplican en los ejes de la base, por lo que se debe calcular la chapa que hace de pivotamiento al perfil a compresión. Esta chapa tiene como eje un tubo de acero. En este caso se elige en primer lugar el diámetro exterior que será de 12mm para que sea lo

suficientemente grueso para aguantar la soldadura. Con este diámetro no necesita ser calculada porque es la misma pletina que la del tirante y trabaja en mejores condiciones.

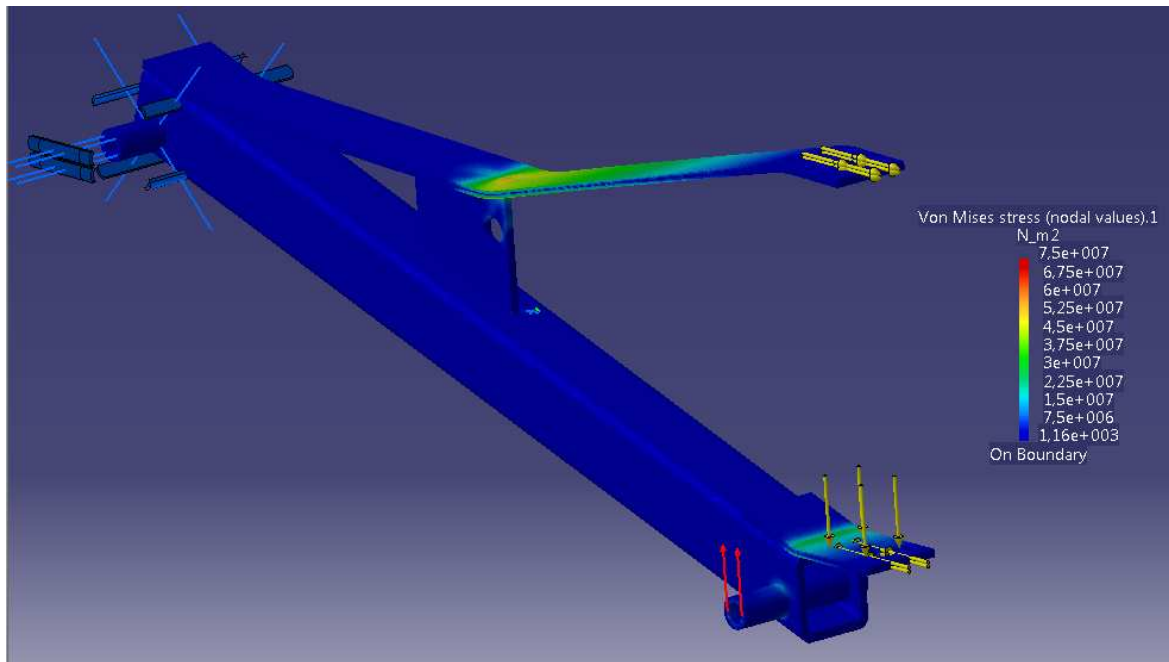
El pasador que hace que no se salga la pletina debe sujetar la pletina. El peso que debe aguantar es los Rinfy que vale 45,93N. si tiene un diámetro de 3mm y es de acero sobrepasa el coeficiente de seguridad mínimo.

Las piezas siguientes que son de acero y están soldadas van a ser comprobadas tanto a resistencia como a rigidez a través de elementos finitos, ya que el eje Q va a ser unido al eslabón 12 de forma asimétrica y por tanto la barra siguiente se podría torcer con el peso.

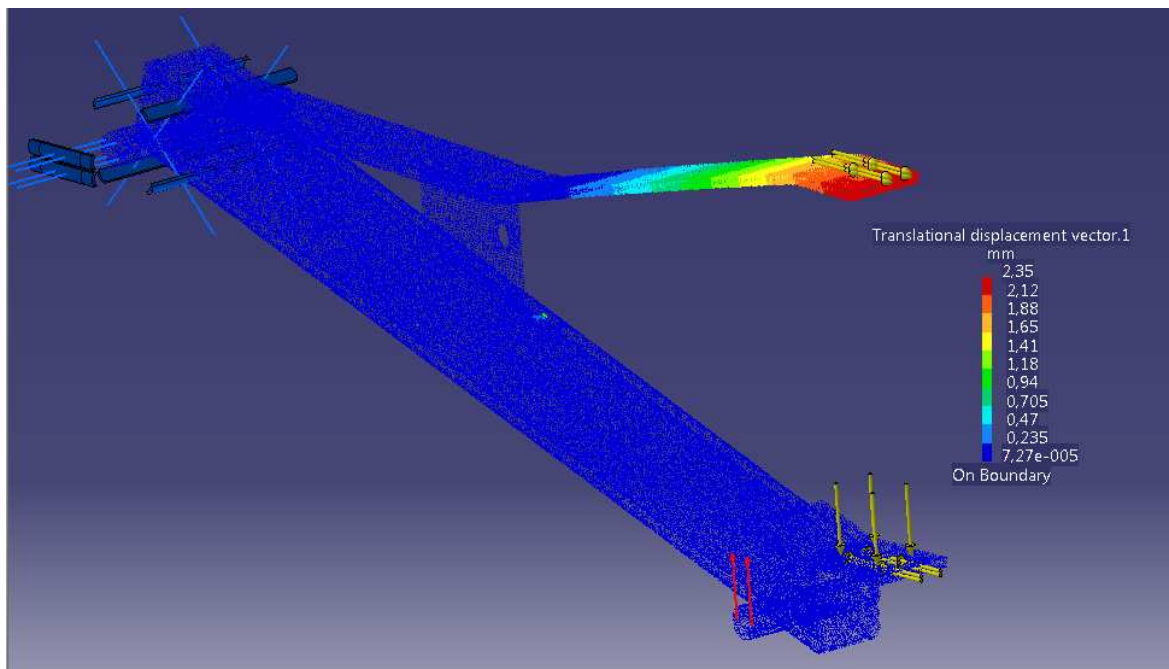


Dibujo 51

Para las restricciones, al eje L solo se le permite el giro y toda su superficie interior se considera apoyada en un eje infinitamente rígido, y al eje Q se le ha restringido el desplazamiento en y de la arista en la que se sujeta con el eslabón 12, lo cual es más desfavorable que la realidad. Donde irían sujetas las siguientes piezas se coloca la fuerza que transmiten.



Dibujo 52



Dibujo 53

Los resultados aparecen en el dibujo 52 para tensiones de Von Mises y para desplazamientos en el dibujo 53, los cuales son que el giro es apenas nulo y el desplazamiento del orden de décimas de milímetro por lo que toda la pieza se puede dar por buena. El peso final que tiene la pieza se cambia en la tabla de Excel que pasa a ser de 27,3N. Es algo superior que el peso anterior, pero el centro de gravedad esta menos alejado, por ello, la medida de este en la tabla se va a actualizar.

1.2.4.2.2.- Eslabón 12.

El eslabón 12 trabaja a tracción con una carga de 220 N. Las pletinas anteriores se han calculado para 415N y quedaba coeficiente de seguridad alto por lo tanto se puede utilizar la misma pletina para tornillos M8 y M10, ya que menos puede producir aplastamiento y más, reducción excesiva de la sección

1.2.4.2.3.- Eslabón 10.

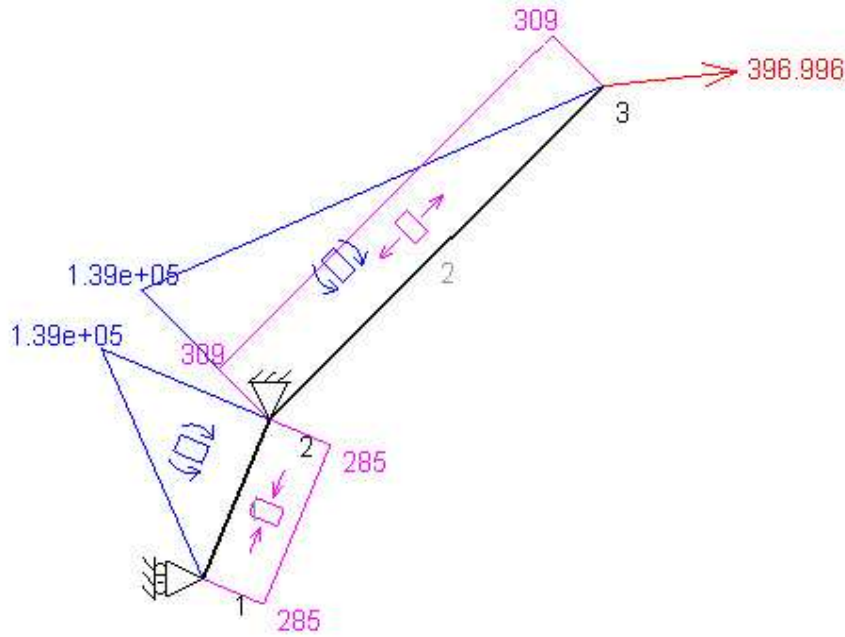
El eslabón 10 fue calculado previamente en el apartado 1.2.4.1. para una carga 50N mayor que la actual, que es los 220 del eslabón 12 y los resultados fueron satisfactorios, con un coeficiente de seguridad de 5. Por ello, se deja como esta para que sea más rígida y por lo tanto, no se vuelve a calcular. Se utilizarán tornillos M8 que tienen mayor área para que no falle en los agujeros por aplastamiento.

1.2.4.2.4.- Eslabón 9.

El eslabón 9 trabaja a tracción con una carga máxima de 398 N. Como se trata de un eslabón muy largo que puede recibir golpes en sentido contrario, se colocan dos pletinas. Se utilizan las pletinas de 20x2mm de aluminio y chapa de 2mm de espesor. Por lo supuesto en el apartado 1.2.4.2.2. no necesitan ser calculadas. Utilizando estas pletinas su peso es de 0,9 N.

1.2.4.2.5.- Eslabón 8.

Tras haber calculado los eslabones anteriores, el peso de estos a mejorado conforme a lo prediseñado y por lo tanto se ha de volver a calcular el diagrama de esfuerzos. Actualmente la tensión N9 es de 397N. Las condiciones de contorno son las mismas que en el diagrama de esfuerzos del apartado 1.2.3.2.7.



Dibujo 54

Línea	Punto Ini.	Punto Fin.	Axil Ini.	Axil Fin.
			Flector Ini.	Flector Fin.
1	1	2	-2,9E+02	-2,9E+02
			0,0E+00	-1,4E+05
2	2	3	3,1E+02	3,1E+02
			-1,4E+05	0,0E+00

El punto 1 que corresponde con el eje N lleva un tornillo de M8. el aplastamiento en la chapa no necesita ser calculado porque es mayor la carga en el punto 1 o eje M, donde si se va a calcular. En primer lugar se necesita saber el tornillo necesario, que será de calidad 6.8. La carga será la máxima de N7 en pulverización, por lo tanto el coeficiente de seguridad es de 3. Como la separación entre paredes se ha establecido en 45mm para que este el perfil del eslabón 5 entre ellas, el tornillo se va a calcular a flexión para la posición mas desfavorable en la que el punto de aplicaron es central y la carga en cada pared es la mitad de N7.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{480MPa}{3} = 160MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{F_{MAX} \cdot d}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{455N \cdot 22,5}{160MPa} = 64mm^3$$

La inercia de la sección resistente de un tornillo M10 es 62,3mm³ y aunque se podría

dar por válida, se utilizara M12 para que sea más rígido y no se doble, lo que podría ocasionar que los cuadriláteros articulados cambiasen sus relaciones entre eslabones. Además se aumenta la sección de contacto con las paredes de chapa del eslabón 8, el espesor de las cuales va a ser calculado. Se tiene en cuenta ahora como si el eslabón 7 se desplaza a un extremo del tornillo y toda la carga la absorbe u solo lado de pared:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$e_{MIN} = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM} \cdot d} = \frac{910N}{116MPa \cdot 12mm} = 0,65mm$$

Ahora se calcula el espesor de pared mínimo para el eje J, aunque no se conoce el eje, que se calculara en el eslabón 5, se presupone de 12mm de diámetro para realizar el cálculo. Si resulta menor se deberá volver atrás, pero viendo los datos, recibe mas carga a flexión que el anterior. En este caso la carga es el modulo máximo de $R_{5,8}$ que ha descendido a 1312N y que también se calcula como si se pudiera aplicar solo en una pared.

$$e_{MIN} = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM} \cdot d} = \frac{1312N}{116MPa \cdot 12mm} = 1mm$$

Aunque sea 1mm exigido, se utilizara de 2mm. de espesor para, como en casos anteriores, favorecer la soldadura.

Conocido el espesor, se puede calcular la anchura en el centro, para ello se aproxima con el modulo resistente necesario y después se comprobara combinado con la carga de axil. Aunque hay dos paredes de chapa solo se tendrá en cuenta que el flector lo absorbe una porque la chapa la carga de N9 esta en una chapa y la de N7 se podría descentrar hacia esa pared.

$$W = \frac{M_{EMP}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{139000N \cdot mm}{116MPa} = 1200mm^3$$

$$Anchura = \sqrt{\frac{W \cdot 6}{e}} = \sqrt{\frac{1200 \cdot 6}{2}} = 60mm$$

Como también debe resistir la compresión y dejar espacio para los casquillos que se localizan justo en la zona de máxima tensión, se estima en 90mm. Si por exigencia de los casquillos se necesita mas área se podrá aumentar. El axil solo añade 6MPa por lo que no se comprueba.

1.2.4.2.6.- Eslabón 7.

Como se dijo, trabaja a compresión y se deberá calcular el área del tubo y posteriormente comprobar que no falla a pandeo. La carga que recibe N7 es de 910N. habiendo

calculado los eslabones anteriores. El área mínima será:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_S} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$S = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{910N}{116MPa} = 8,11mm^2$$

Se va a coger el perfil mas pequeño de tubos huecos soldados del catalogo de Arcelor-Mittal cuyas dimensiones son 21,3mm de diámetro y 2mm de espesor. Su área es de 121mm² y la inercia de 5710mm⁴. Una vez elegido, se va a comprobar su Axil crítico de pandeo con un coeficiente de seguridad de 3. La longitud que se coge es la total del eslabón aunque en los extremos tenga cambio de inercia, ya que apenas influyen en la rigidez. Se toma un coeficiente $\beta=1$ porque esta biapoyado y no se tiene en cuenta el cilindro hidráulico para mayor seguridad.

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\beta \cdot L)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,06e^5 N/mm^2 \cdot 5710mm^4}{(1 \cdot 1340)^2} = 6465N > N_{CRADM} = 910 \cdot 3 = 2730N$$

No le afectara el pandeo.

Conocida la superficie mínima, el espesor de las orejetas se calcula para un tornillo de 8mm, aunque el que se encuentra en el eje M es de 12 y el que esta en F se desconoce, por lo tanto deberá ser igual o mayor de 8:

$$e_{MIN} = \frac{S}{d} = \frac{8,11}{8} = 1mm$$

Se utilizara chapa de 5mm para que se pueda soldar bien y no se produzcan perforaciones.

Para la varilla rocada se empleara M8 de 36mm² de sección resistente.

Por ultimo se calcula el ancho mínimo de la rosca que regula la longitud:

Las características de la rosca son las siguientes:

M8

p=paso de la rosca: 1,25mm

b=anchura del filete: se utiliza la anchura en el diámetro medio: $p/2=0,625mm$

d_M =diámetro medio: diámetro nominal- $\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot p=6,918$

$$\tau_{MAXADM} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350MPa}{2 \cdot 3} = 58MPa$$

$$Ancho_{MIN} = \frac{p \cdot F}{\pi \cdot d_M \cdot b \cdot \tau_{MAXADM}} = \frac{1,25 \cdot 910}{\pi \cdot 6,918 \cdot 0,625 \cdot 58} = 1,5mm$$

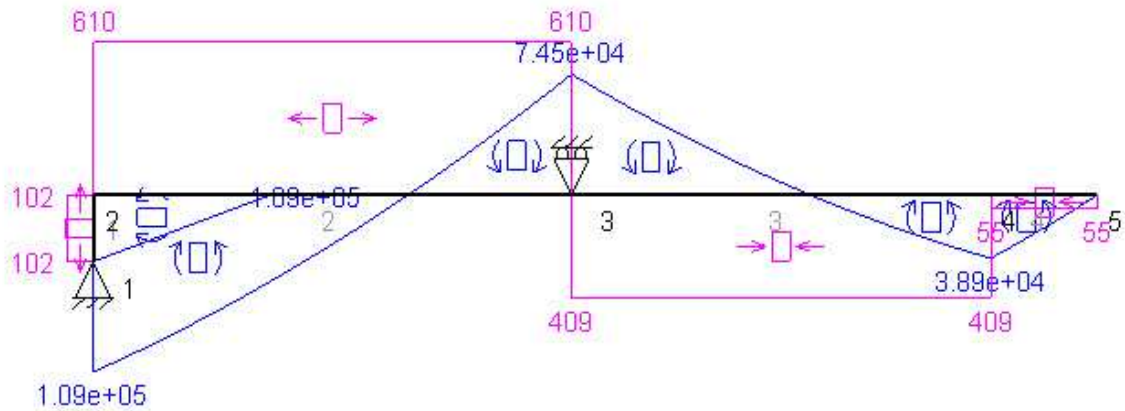
Se utilizara también 5mm para que se pueda soldar bien.

Con los resultados anteriores la pieza pesa 12,62N.

Debido a las buenas cifras obtenidas hasta el momento, este eslabón en lugar de ir sujeto centradamente al eslabón 2, se lleva a un lado, y por lo tanto el eslabón 3 ya no tendrá que tener la forma que le producía trabajar de manera poco propicia.

1.2.4.2.7.- Eslabón 5.

Se realiza de nuevo el diagrama de esfuerzos para calcular el perfil principal con los datos actualizados para saber el momento flector máximo. Como se hizo el calculo previo de la inercia, se ha cambiado el perfil utilizado anteriormente con uno menor, por lo tanto se disminuye el peso también en el diagrama de esfuerzos. Las cargas que aplican los eslabones ya calculados también han descendido. Los resultados son los siguientes:



Dibujo 55

Línea	Punto Ini.	Punto Fin.	Axil Ini.	Axil Fin.
			Flector Ini.	Flector Fin.
1,0	1,0	2,0	1,0E+02	1,0E+02
			0,0E+00	1,1E+05
2,0	2,0	3,0	6,1E+02	6,1E+02
			1,1E+05	-7,4E+04
3,0	3,0	4,0	-4,1E+02	-4,1E+02
			-7,4E+04	3,9E+04
4,0	4,0	5,0	-5,5E+01	-5,5E+01
			3,9E+04	0,0E+00

El máximo flexor se localiza en el punto 2 y afectará tanto al perfil como a la chapa que contiene el eje G. Primero se va a calcular el perfil necesario. Como se necesita saber el área y el módulo resistente, se va a aproximar teniendo en cuenta solo el módulo resistente, ya que crea más tensión la flexión que el axil, y después comprobando el área:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_s} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{110000 N \cdot mm}{116 N/mm^2} = 948mm^3$$

El perfil que necesario deberá tener la mitad de módulo resistente, ya que hay dos. El más cercano tiene un valor de $4379mm^3$ y como es el más pequeño no se puede reducir más. Corresponde a un perfil de 50x25x2,6mm. Conocido su módulo resistente y su área, se va a comprobar si sigue por debajo de su tensión máxima admisible:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W} + \frac{F_{MAX}}{A} = \frac{110000 N \cdot mm}{4379mm^3 \cdot 2} + \frac{610N}{360mm^2 \cdot 2} = 13,4 N/mm^2 < \sigma_{MAXADM} = 116MPa$$

Aunque salgan coeficientes de seguridad tan altos, se dejan porque la rigidez es muy importante para que no oscilen demasiado las barras.

Conocido el espesor del perfil se va a calcular el tornillo del eje K a cortadura y se comprobará a compresión. La calidad del tornillo será 6.8 de 480MPa de límite elástico:

$$\tau_{MAXADM} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{480MPa}{2 \cdot 3} = 80MPa$$

$$S_{MIN} = \frac{F}{\tau_{MAXADM}} = \frac{400N}{80} = 5mm^2$$

Se utilizará un perno M6 que tiene una sección resistente de $20mm^2$

$$\sigma_{MAX} = \frac{F}{d \cdot e} = \frac{400N}{6mm \cdot 2,6mm} = 25,64MPa < \sigma_{MAXADM} = 116MPa$$

Y con el diámetro elegido la superficie de la pared del perfil es suficiente.

Ahora se calcula el tornillo que se colocará en el eje G que también será de calidad 6.8. Como en el eslabón 5 el casquillo que lo contiene solo es sujeto por una chapa y en el eslabón 2 esta sujeto por 2, se puede considerar que el tornillo está empotrado en el 2 y libre en el 5, por lo que se va a calcular a flexión con la mitad de la carga porque hay dos y un brazo de palanca igual a la distancia entre las chapas de los dos eslabones, que es 30mm.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_s} = \frac{480MPa}{3} = 160MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{320N \cdot 30mm}{160N/mm^2} = 60mm^3$$

Se utiliza un tornillo M10 que tienen un modulo resistente de $62,3mm^3$.

La inercia necesaria de la chapa que lo sujeta es la misma que se calculo para el perfil, ya que el momento máximo de la estructura se localiza en el punto de unión de ambos. Primero se ha de calcular a compresión en el eje para saber la anchura minima. Habiendo calculado el tornillo, se utilizara un casquillo de 14mm de diámetro exterior hecho a partir de barra calibrada:

$$e = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM} \cdot \phi} = \frac{320N}{116MPa \cdot 14mm} = 0,2mm^2$$

Se utilizara chapa de 2mm. porque también hay que soldarla.

La longitud de la base será:

$$W = \frac{e \cdot L_{BASE}^2}{6} \rightarrow L_{BASE} = \sqrt{\frac{W \cdot 6}{e}} = \sqrt{\frac{948mm^3 \cdot 6}{2}} = 53,32mm$$

Esta longitud se considera en la altura en la que la chapa coincide con el perfil rectangular y se le da una longitud de 60mm.

El ultimo tornillo, en el eje L recibe la reacción R_{11-5} , la cual es menor que la carga en el eje K, por lo que se utilizara también un tornillo M6. La chapa que sujeta a este tornillo también trabaja a flexión. Se utilizara una chapa de 2mm también, luego la anchura minima en la unión con el perfil será:

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{R_{11-5} \cdot L_{CHAPA}}{\sigma_{MAXADM} \cdot 2} = \frac{153N \cdot 245mm}{116N/mm^2 \cdot 2} = 161mm^3$$

$$W = \frac{e \cdot L_{BASE}^2}{6} \rightarrow L_{BASE} = \sqrt{\frac{W \cdot 6}{e}} = \sqrt{\frac{161mm^3 \cdot 6}{2}} = 22mm$$

La carga también se ha dividido por dos porque hay dos chapas. Se hará de una longitud de 30mm.

Por ultimo se calcula el eje J. Debido a su montaje, en el que el eslabón 6 esta en el centro y el eslabón 8 situado a un lado con el casquillo del eslabón 5, se puede realizar el calculo independientemente y utilizar la sección exigida para la carga mas desfavorable ya que las cargas

del eslabón 8 son siempre en sentido contrario que N6 y las orejetas están muy lejos como para que se sumen los cortantes. Debido a la distancia entre apoyos, se va a calcular a flexión con la carga de N6. Se considera biapoyada con una distancia entre apoyos igual a la distancia libre entre casquillos del eslabón 5, que es 69mm. Así pues cada reacción es N6/2. En este caso se utiliza un coeficiente de seguridad de 2 porque la carga máxima se encuentra en el recorrido de plegado.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350MPa}{2} = 175MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{N6/2 \cdot L}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{480N \cdot 34,5mm}{175N/mm^2} = 94,6mm^3$$

Para el cálculo del cortante que produce R₈₋₅ se utiliza el coeficiente de 3 por estar la carga máxima en pulverización y no se divide por 2 ya que se puede dar el caso que solo trabaje una chapa del eslabón 8.

$$\tau_{MAXADM} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350MPa}{2 \cdot 3} = 58MPa$$

$$S_{MIN} = \frac{F}{\tau_{MAXADM}} = \frac{1310N}{58} = 22,6mm^2$$

Como es muy largo, se utilizara tubo calibrado, el cual tendrá un diámetro exterior de 12mm. e interior de 8mm. El área es de 62mm² y el modulo resistente de 136mm³. Se utilizara un casquillo con 16mm de diámetro exterior por lo que se ha de comprobar el perfil a aplastamiento

$$\sigma_{MAX} = \frac{F}{d \cdot e} = \frac{1310N}{16mm \cdot 2,6mm} = 31,5MPa < \sigma_{MAXADM} = 116MPa$$

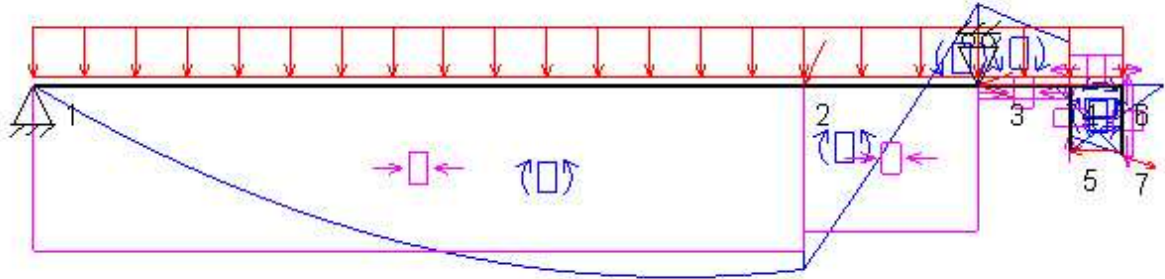
1.2.4.2.8.- Eslabón 6.

Se va a utilizar las mismas piezas con los mismos grosores que en el eslabón 7, ya que la carga es la misma y en el eslabón 7 se produce durante el replegamiento. Lo único que cambiara será la longitud del tubo acorde con la medida del presente eslabón.

1.2.4.2.9.- Eslabón 2.

En primer lugar se va a calcular el perfil principal que forma el eslabón para ver que tamaño debe tener, ya que las demás piezas se acomodaran en el. El diagrama que se encontró mas desfavorable se localizaba para la posición de pulverización, aunque, debido a que los resultados que se obtuvieron correspondían a datos con pesos de elementos predimensionados, se debe volver a calcular el diagrama de esfuerzos para esa posición, ya que las cargas aplicadas sobre el eslabón 2 han descendido al reducirse le peso de los elementos suspendidos directa o indirectamente de este

eslabón. Del elemento 2 todavía no se conoce el peso, pero se le da uno con un perfil mayor del que se precalculó en la sección 1.2.4.1., por lo tanto el peso actual es mayor del que tendrá y se permanece del lado de la seguridad.



Dibujo 56

Línea	Punto Ini.	Punto Fin.	Axil Ini.	Axil Fin.
			Flector Ini.	Flector Fin.
1	1	2	-3,33E+03	-3,33E+03
			0,00E+00	3,08E+05
2	2	3	-2,92E+03	-2,92E+03
			3,08E+05	-1,31E+05
3	3	4	-2,89E+02	-2,89E+02
			-1,31E+05	-6,96E+04
4	4	5	-4,00E+00	-4,00E+00
			-1,50E+05	0,00E+00
5	4	6	6,21E+02	6,21E+02
			8,05E+04	1,11E+05
6	6	7	2,10E+02	2,10E+02
			1,11E+05	0,00E+00

El momento máximo ha descendido 90.000N·mm. al reducirse el peso de los eslabones anteriores.

Como se necesita saber el área y el módulo resistente, se va a aproximar teniendo en cuenta solo el módulo resistente, ya que crea más tensión la flexión que el axil, y después comprobando el área. El momento máximo es el que aparece en el dibujo en el punto 2 que es el máximo de la curva con un valor de 308.000N·mm.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{c_s} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{308000 N \cdot mm}{116 N / mm^2} = 2655 mm^3$$

El perfil que necesario deberá tener la mitad de modulo resistente, ya que hay dos.

El mas cercano tiene un valor de 4379mm³ y como es el más pequeño no se puede reducir más. Corresponde a un perfil de 50x25x2,6mm. Conocido su modulo resistente y su área, se va a comprobar si sigue por debajo de su tensión máxima admisible:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W} + \frac{F_{MAX}}{A} = \frac{308000 N \cdot mm}{4379 mm^3 \cdot 2} + \frac{3330 N}{360 mm^2 \cdot 2} = 35,7 N / mm^2 < \sigma_{MAXADM} = 116 N / mm^2$$

Efectivamente, se comprueba y resiste.

Como son dos perfiles bastante esbeltos se comprueba si resisten a pandeo a través de la σ_{CRIT} . Se su pone que el perfil esta sometido a una carga excéntrica. Para basarse en el cálculo se utiliza el libro de teoría de Elasticidad y resistencia de materiales del profesor David Vel. En el caso de carga descentrada se utiliza una formula especifica para hallar el momento, ya que el propio momento curva el perfil y eso genera mas momento hasta que se llega a un equilibrio, pero en primer lugar se va a utilizar el momento calculado para calcular la tensión, por lo tanto esa tensión será comparada con la tensión critica. La tensión crítica debe ser mayor que la tensión máxima, y, dependiendo del coeficiente de seguridad que quede, se utilizara la formula específica que daría resultados más cercanos a la realidad. Para el calculo se toma la longitud hasta el eje E, que es donde se coloca el apoyo y como es biapoyada, se toma un coeficiente de pandeo $\beta=1$. Para el calculo se necesita conocer el radio de giro de la sección y la constante de pandeo λ .

$$L_K = L$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 109500 mm^4}{2 \cdot 360 mm^2}} = 17,44 mm$$

$$\lambda = \frac{L_K}{i} = \frac{2385 mm}{17,44 mm} = 136,75$$

$$\sigma_{CRIT} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{136,75^2} = 108,71 N / mm^2 > \sigma_{MAX} = 35,7 N / mm^2$$

La tensión crítica es mayor que la que se produce en mas de tres veces, por lo tanto las barras resistirán el pandeo y no es necesario el calculo con la formula de la secante.

Lo siguiente que se calcula es las chapas que contienen los ejes F y G. En el análisis se calculo que su mayor momento en la base era para la posición de 40°. El casquillo que va en el eje G es de 14mm de diámetro porque se calculo en el eslabón 5 y el que va en F todavía no se ha calculado. Este eje sostiene al eslabón 7 y se realizo un cambio haciendo que solo se sujetara en un lado, trabajando el tornillo a flexión. Se va a considerar que el tornillo esta biapoyado en las dos chapas y el voladizo del tornillo es la longitud desde la chapa interior hasta la orejeta del eslabón 7, que es 38,5mm. La carga es la máxima de N7, que es 915N y el tornillo será de calidad 6.8.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{c_s} = \frac{480MPa}{3} = 160MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{F_{MAX} \cdot d}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{915N \cdot 38,5mm}{160N/mm^2} = 220mm^3$$

Se utilizara un tornillo de M16 con un modulo resistente de 277mm³. Para alojarlo se emplea un casquillo de 20mm. Teniendo en cuenta que al estar biapoyado con una separación entre apoyos de 25mm y haciendo sumatorio de fuerzas en la chapa que apoya exteriormente, la reacción mayor, que es en la chapa interior será:

$$R = \frac{N7 \cdot (38,5mm + 25mm)}{25mm_s} = 2324N$$

Y el espesor mínimo de la mencionada chapa para que soporte la compresión:

$$e = \frac{R}{\sigma_{MAXADM} \cdot d} = \frac{2324N}{116 \cdot 20} = 1mm^3$$

Aunque se empleara chapa de 2mm para que se pueda soldar bien y utilizar solo un tipo de chapa.

Conocido el espesor, se puede calcular la base para que resista el momento en la posición de 40. La tabla con las cargas actuales es la siguiente:

°	Mf
0	12398
10	-162699
20	-194299
30	-224277
40	-233625
50	-193568
60	-102093
70	-14592
80	18035
90	8706

En efecto el momento máximo se localiza para 40° y vale 233625N. la altura mínima en la base será:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350MPa}{2} = 175MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{233625 N \cdot mm}{175MPa} = 1335mm^3$$

$$h = \sqrt{\frac{W \cdot 6}{e}} = \sqrt{\frac{1335 \cdot 6}{4}} = 45mm$$

Se cogerá 50mm de altura mas el diámetro que tenga el agujero del eje E, ya que es sección perdida, los cuales deben ser en la dirección de unión entre los ejes G y F, con el eje E.

Conocidos los perfiles principales y las chapas de los ejes F y G, se conoce las dimensiones de más del 90% en peso del eslabón, por lo tanto se puede cambiar el valor en la tabla por el nuevo.

Para dimensionar los otros tres ejes; A, D y E, se necesita conocer el cilindro hidráulico necesario.

En la posición de pulverización el cilindro no trabaja, por lo tanto solo se necesita comprobar la tabla de esfuerzos en función de la posición.

°	Nc	°	Nc
0	4741,6	1	5216,6
10	3902,0	2	5210,2
20	3390,2	3	4904,6
30	2703,9	4	4663,1
40	2022,2	5	4485,2
50	1451,7	6	4323,3
60	1069,7	7	4172,7
70	812,4	8	4029,8
80	506,2	9	3944,5
90	45,3		

La mayor carga se produce para 1° donde vale 5217N produciendo tracción en el cilindro, por lo tanto debe ser capaz de desarrollar esa fuerza con la cara en la que se encuentra el vástago.

La mínima superficie capaz de desarrollar la fuerza necesaria será:

$$S = \frac{F_{MAX}}{P_{MIN}} = \frac{5217N}{200bar \cdot 0,1 \frac{N \cdot mm}{bar}} = 261mm^2$$

El cilindro de 700mm de carrera, como esta establecido, que tiene el área en el lado del vástago inmediatamente superior al área mínima será el 50x30x700mm que es el mínimo con esa carrera extraído del catalogo de Cicrosa de cilindros hidráulicos estándar de doble efecto. Estos cilindro pueden trabajar hasta 250 bares, según el fabricante, por lo tanto no necesita ser calculado a tracción. A pando tampoco por que al desplegar las barras también tiran de el, excepto al principio, pero entonces esta practicante introducido entero en la camisa.

Conocido el cilindro, el diámetro interior de los apoyos de este impuestos por el fabricante es de 25,5mm. Se calcula el eje necesario para los ejes con la carga en el cilindro, ya que los demás ejes que lo usan tienen menos carga. El diámetro interior máximo será para que resista a cortante:

$$\tau_{MAXADM} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_s} = \frac{350}{2 \cdot 3} = 58,333 N/mm^2$$

$$A = \frac{F_{MAX}}{\tau_{MAXADM}} = \frac{5217 N}{58,3 N/mm^2} = 89,5 mm^2 \rightarrow \phi_{INT} = 2 \cdot \sqrt{\frac{\phi_{EXT}^2}{4} - \frac{A}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{25,5^2}{4} - \frac{89,5}{\pi}} = 23 mm$$

Como los apoyos del eje están muy alejados se calcula a flexión. El casquillo que contiene al eje lo sujeta hasta que se apoya en la pared de la orejeta del cilindro hidráulico, por lo tanto esa es la sección más desfavorable, que se encuentra a 60mm del apoyo, el cual recibe la mitad de la reacción.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350 MPa}{3} = 116 MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{2608 N \cdot 60 mm}{116 MPa} = 1349 mm^3$$

$$W = \frac{(R^4 - r^4) \cdot \pi}{4 \cdot R} \rightarrow r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{W \cdot R \cdot 4}{\pi}} = \sqrt[4]{12,75^4 - \frac{1349 \cdot 12,75 \cdot 4}{\pi}} = 8,2 mm$$

Se utilizará un tubo calibrado del catálogo de Protubsa de 26mm de diámetro exterior, que se mecanizara hasta 25,5 y de diámetro interior 16mm que no necesita ser mecanizado. Los casquillos tendrán el diámetro exterior de 30 y el interior de 25mm que se mecanizara hasta 25,5mm.

Y por último se comprueba si resiste a aplastamiento el espesor de pared de la chapa con el diámetro de casquillo seleccionado:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{MAX}}{A} = \frac{2608 N}{30 mm \cdot 2,6 mm} = 33,5 N/mm^2 < \sigma_{MAXADM} = 116 N/mm^2 = \frac{350}{3}$$

1.2.4.2.10.- Eslabón 3.

Se va a calcular en primer lugar, el tornillo que irá en el eje H. Como la distancia entre paredes es de 20mm. se va a calcular a flexión. La carga es 3378N.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{480MPa}{3} = 160MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{N4/2 \cdot L}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{1689N \cdot 10mm}{160N/mm^2} = 105mm^3$$

Se utilizara tornillo M12 que tiene un modulo resistente de $109mm^3$. El casquillo en el que ira alojado tendrá un diámetro exterior de 16mm, así pues, el espesor de chapa mínimo será:

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{MAXADM}}{C_s} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$e = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM} \cdot d} = \frac{1689N}{116N/mm^2 \cdot 16} = 0,91mm^2$$

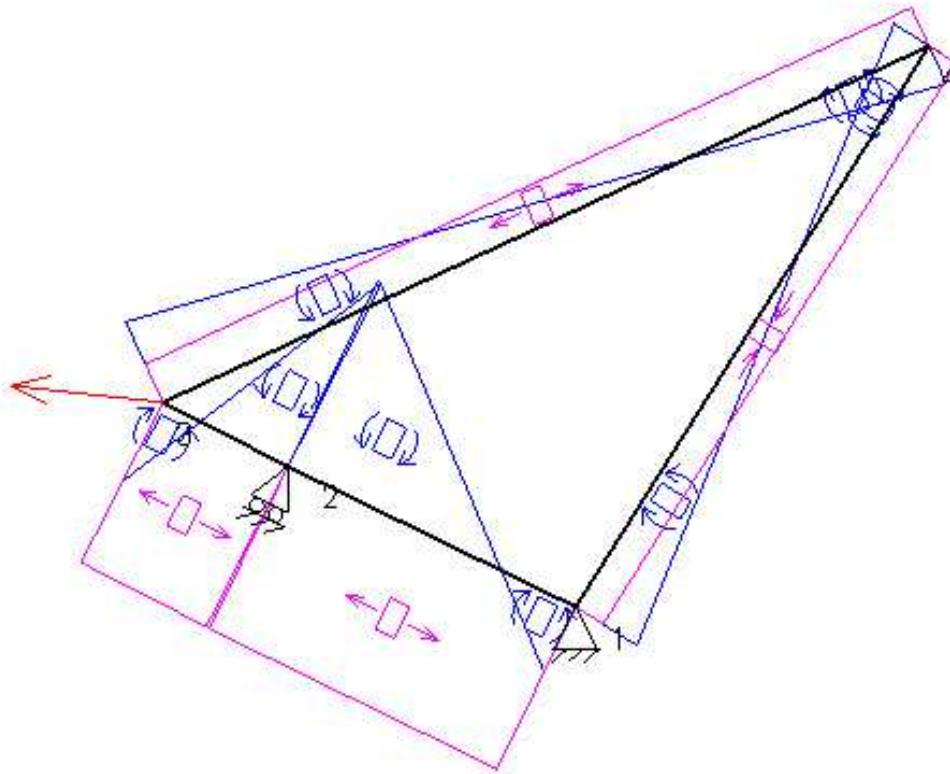
Este espesor es el de cada chapa, ya que hay dos. Se utilizara chapa de 2mm como se viene haciendo para que se pueda soldar fácilmente.

La sección que debe tener la chapa se calcula teniendo en cuenta la flexión que produce R_{23I} . Para ello se realiza el diagrama de esfuerzos, pero en este caso se han de considerar nudos rígidos, por lo tanto, primero se ha de predimensionar la sección para introducir los datos de inercia en el AMEB. Se le da un valor de 50mm por lo tanto la inercia y el área son:

$$I = \frac{e \cdot h^3}{12} = \frac{4 \cdot 50^3}{12} = 41666mm^4$$

$$A = e \cdot h = 4 \cdot 50 = 200mm^2$$

Con está, los resultados son los siguientes:



Dibujo 57

Línea	Punto Ini.	Punto Fin.	Axil Ini.	Axil Fin.
			Flector Ini.	Flector Fin.
1	1	2	2,73E+03	2,73E+03
			-3,15E+04	9,06E+04
2	2	3	2,72E+03	2,72E+03
			9,06E+04	-3,86E+04
3	1	4	-4,91E+02	-4,91E+02
			3,15E+04	-1,81E+04
4	3	4	6,37E+02	6,37E+02
			-3,86E+04	1,81E+04

El momento máximo es 90600Nmm y el axil 2720N. Con ellos se calcula la sección necesaria.

$$\sigma_{MAXADM} = \frac{\sigma_{FLUENCIA}}{C_s} = \frac{350MPa}{3} = 116MPa$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{90600 N \cdot mm}{116 N / mm^2} = 781 mm^3$$

$$h = \sqrt{\frac{W \cdot 6}{e}} = \sqrt{\frac{767,5 \cdot 6}{4}} = 34,5 mm$$

Se le va a dar 40mm y se comprueba combinando la carga con la de axil:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W} + \frac{F_{AXIL}}{A} = \frac{90600 N \cdot mm}{\frac{4mm \cdot 40^2 mm}{6}} + \frac{2720 N}{4mm \cdot 40mm} = 100,5 MPa < \sigma_{MAXADM}$$

Con 40mm de altura de la sección es suficiente, pero se ha de comprobar cambiando la inercia de 50 y el área por los nuevos datos.

Con el nuevo calculo únicamente varia el momento que aumenta 200Nmm. por lo que no necesita ser recalculado.

1.2.4.2.11.- Eslabón 4.

El eslabón 4 trabaja a tracción para todas las posiciones, por lo tanto no necesita comprobarse a pandeo. El área mínima del tubo para que resista a tracción será:

$$S = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM}} = \frac{3378 N}{116 MPa} = 29,1 mm^2$$

Se utilizara el mismo tubo que para los eslabones 6 y 7 de 121mm² de área, 21,3mm de diámetro y 2mm de espesor. En este caso el tornillo para la regulación también será M8 que tiene una área resistente de 36mm² ya además el acero es mas resistente.

El espesor mínimo de las orejetas será si el tornillo se calculo de 12 en el eje H, y en el otro extremo, que es el eje C deberá ser mayor porque hay mas distancia al apoyo:

$$e = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAXADM} \cdot d} = \frac{3310 N}{116 MPa \cdot 12mm} = 2,37 mm^2$$

Se podrá utilizar la misma orejeta para este eslabón de 5mm que también se utiliza en el 6 y el 7.

Por ultimo, la longitud de rosca se calculo en el eslabón 7 para 910mm y daba 1,5mm por lo que para 3310:

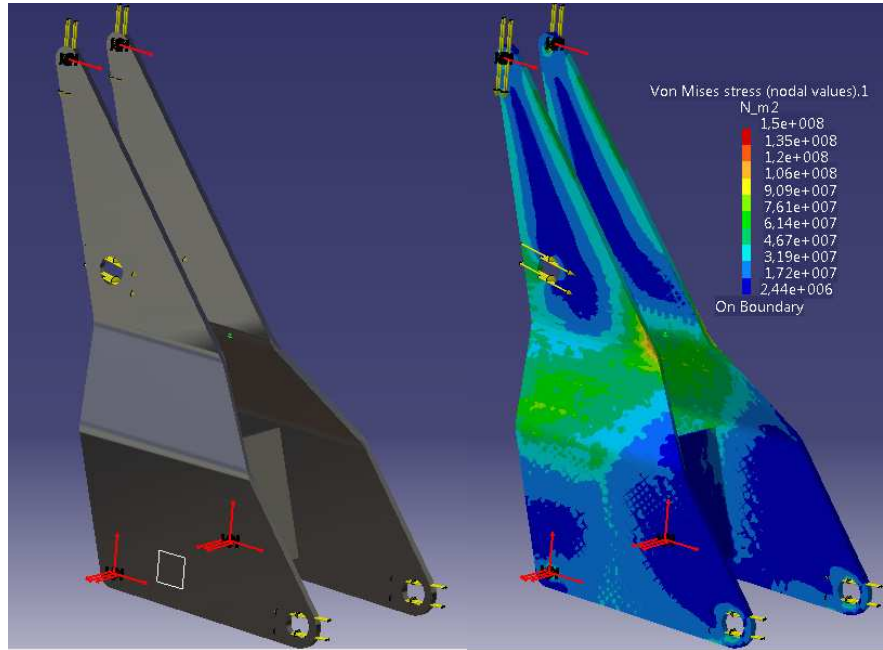
$$L_{ROSCA} 4 = \frac{L_{ROSCA} 7 \cdot N4}{N7} = \frac{1,5mm \cdot 3310 N}{910 N} = 5,45 mm^2$$

Se realizara de 8mm. para evitar que se pueda pasar de rosca

1.2.4.2.12.- Eslabón 1.

En primer lugar se va a calcular las piezas que están unidas a la estructura principal y que contienen los ejes en los que se apoyan las barras. Los apoyos que se van a utilizar son los

mismos que se usaron en la sección 1.2.2.2.1. para hallar las reacciones que se transmitían a la estructura principal de barras que compone este eslabón, pero las cargas serán las que se dan actualmente tras haber calculado todos los eslabones. El cálculo se realiza por elementos finitos.



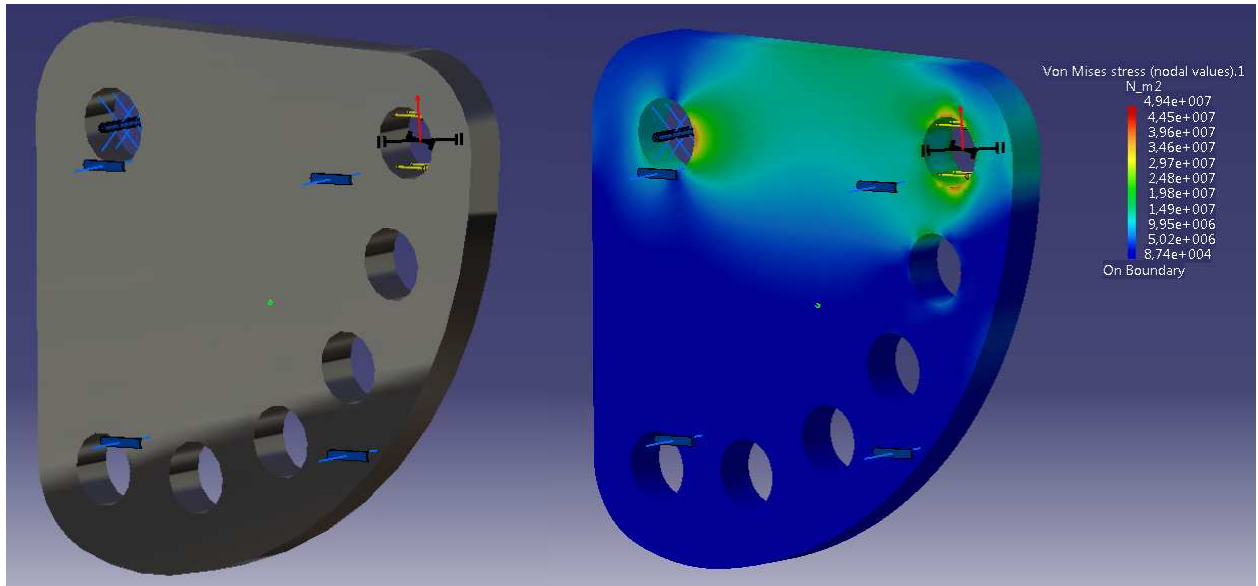
Dibujo 58

El primer análisis de la chapa que contiene los ejes arroja que la pieza en cuestión sufre una tensión máxima en la zona que aparece de color rojo de casi 225 N/mm². Si el material es E-350 y el coeficiente de seguridad de 3, porque esta calculada con una valor alcanzado en pulverización, esta tensión se ha de reducir a 116 N/mm².

Para ello el pliegue de la chapa se va a realizar de forma menos pronunciada, disminuyendo el ángulo, ya que la tensión máxima se concentra en la zona de pliegue. Si el problema persiste, se deberá de aumentar el grosor de la chapa. Cambiando el ángulo de plegado de 90° a 150° la tensión máxima se reduce a 116N/mm². con lo que la pieza se puede dar por valida. Como los ejes A, B, D y E van a ser iguales, no hay que volver a calcular lo porque ya se hizo cuando se calculo el eslabón 2, por lo que lo único que hay que hacer es comprobar se resiste a aplastamiento con ese espesor de pared de la chapa:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{MAX}}{A} = \frac{3315 N}{25,5 mm \cdot 8 mm} = 16,25 N / mm^2 < \sigma_{MAXADM} = 116 N / mm^2 = \frac{350}{3}$$

La siguiente pieza, que es la chapa reguladora de altura da un resultado en el análisis de casi 50 N/mm² de tensión máxima, es decir un coeficiente de seguridad mayor de 7, pero para evitar usar muchos grosores de chapa, ya que será igual que la pieza anterior, se deja como esta. Además esta pieza no importa cuanto pese, porque todavía no es masa suspendida.



Dibujo 59

Los tornillos con los que se realizara su unión son pernos de calidad 8.8. y trabajan en la zona no roscada del espárrago, luego se puede considerar una sección igual a la métrica del tornillo trabajando a cortante. Su tensión de fluencia es 640 N/mm^2 .

El tornillo se va a calcular a cortante simple y a flexión, ya que están muy alejadas las superficies. Rmax indica la reacción que se produce tratando al tornillo como una viga en voladizo con N4 como carga central, lo que produce la misma reacción en ambos lados y de la mitad del valor. La sección de chapa en la que apoya el tornillo se calcula a aplastamiento. En estos caso el coeficiente de seguridad es de 3 porque estas cargas se producen en pulverización:

$$\tau_{MAXADM} = 106,7 \text{ N/mm}^2 = \frac{640}{3 \cdot 2}$$

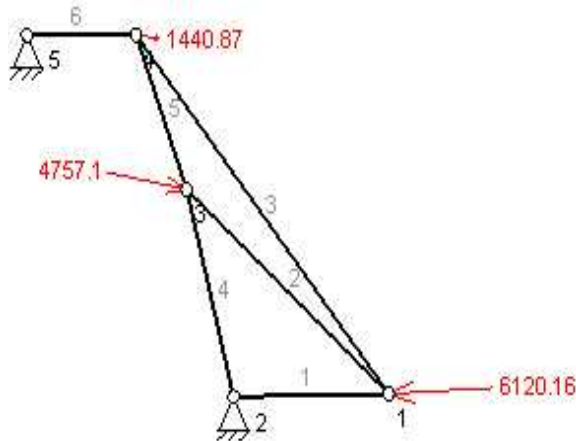
$$S = \frac{F_{MAX}}{\tau_{MAX}} = \frac{1690 \text{ N}}{106,7 \text{ N/mm}^2} = 15 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{MAXADM} = 214 \text{ N/mm}^2 = \frac{640}{3}$$

$$W = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{MAX}} = \frac{R_{MAX} \cdot d}{\sigma_{MAX}} = \frac{1690 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm}}{214} = 237 \text{ mm}^3$$

Con este modulo, el diámetro comercial más cercano es 16mm, que será el utilizado. Tiene un modulo resistente calculado a partir del radio del área resistente de 277 mm^3 y tal área es de 157 mm^2 . Para los dos tornillos que lo sujetan a la estructura se utilizan de 12mm. porque tienen el área de 84 mm^2 y no trabajan a flexión.

Los casquillos que contienen a estos tornillos no necesitan calcularse, ya que son más largos que la longitud mínima de aplastamiento. No ocurre lo mismo con la superficie de unión de los perfiles con los casquillos. El radio exterior de los casquillos es de 16mm. Para conocer a que cargas trabajan, al igual que los tornillos de sujeción inferiores de la chapa se ha de realizar el diagrama de esfuerzos para las cargas actuales.



Las cargas que aparecen son las que se dan tras realizar el cálculo de todos los eslabones, comparándolo con las cargas que se estudiaron en el apartado 1.2.3.2.1. se han reducido mas de un 50%. Las reacciones resultantes son:

$$R_{2x}=4037N.$$

$$R_{2y}=1305N.$$

$$R_{5x}=4036N.$$

Dibujo 60

Una vez conocidas las nuevas reacciones se puede volver al cálculo de resistencia. Teniendo en cuenta que el casquillo apoya en dos paredes, pero la carga íntegra se aplica en un lado, se considera como que la pared adyacente a la chapa absorbe toda la carga. El espesor mínima será:

$$e = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAX} \cdot d} = \frac{2018N}{116MPa \cdot 16mm} = 1mm$$

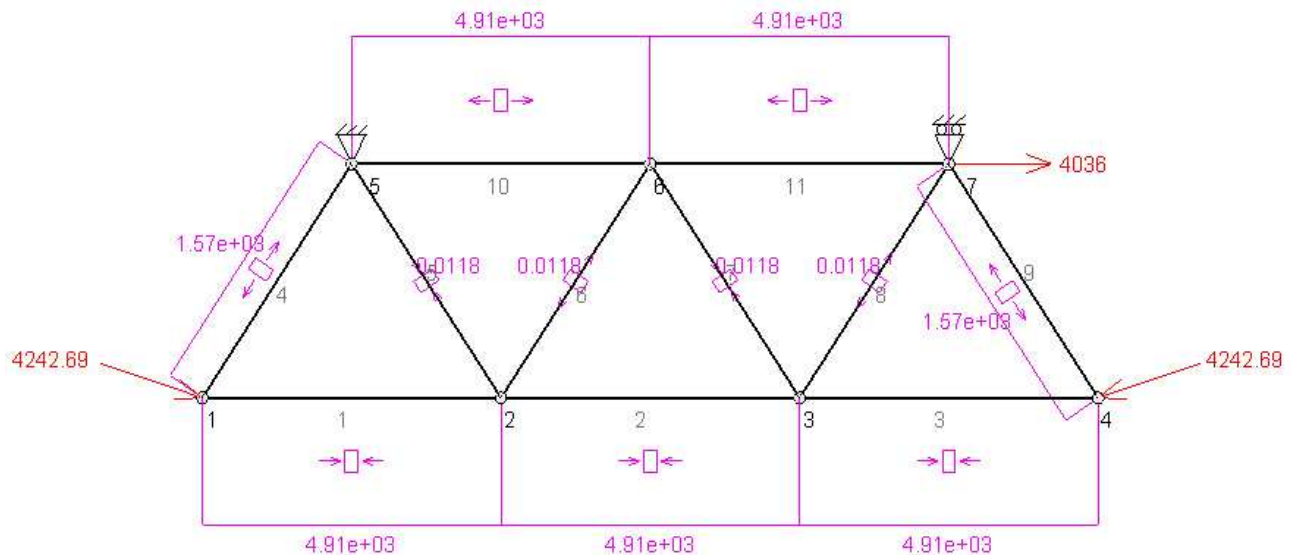
La carga del casquillo que sujeta las piezas de chapa por la parte inferior es la resultante de las dos componentes:

$$R_2 = \sqrt{4037^2 + 1305^2} = 4240N$$

Como para una carga 100N menor ha dado 1mm y el perfil cuadrado menor que aparece en el catalogo tiene un espesor de 3,2mm, no necesita ser recalculado.

Luego este será el espesor de pared mínimo al que se podría reducir la pared cuando se calcule la estructura.

Habiendo redimensionado y calculado las chapas y tornillos se puede calcular la estructura principal. También se ha de hacer de nuevo el diagrama con las nuevas cargas, las cuales, son las reacciones que se han calculado anteriormente:



Dibujo 61

Viendo los resultados de Axil para cada tramo de barra se desprende lo siguiente:

- Las barras 1, 2, 3, 10 y 11, siguiendo la numeración según el diagrama, son iguales de sección y longitud, luego solo se calcula la resistencia de la barra 1 a compresión y a pandeo. El resto resistirán implícitamente.

- Las barras de la 4 a la 9 son también iguales y algunas trabajan a tracción y otras a compresión, aunque el único esfuerzo importante lo realizan la 4 y la 9 a tracción, luego solo se calcula la 4 y el resto es implícito.

- La sección de las soldaduras entre los tubos será siempre mayor que la sección de los tubos, luego no necesitan calcularse. Como ya se dijo, la carga de las barras implica el coeficiente de seguridad, por lo que ahora no necesita ser aplicado.

Barra 1:

Compresión:

$$A = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAX}} = \frac{4910N}{350N/mm^2} = 15mm^2$$

El perfil que mas se acerca a esa sección, que es el de menor sección que hay en el catalogo de Protubsa es de 30x30x3,2 con una sección de 338 mm², que es alrededor de 20 veces mas.

Conocida la sección se calcula si pandeara o no:

Se toma un coeficiente $\beta=1$, que corresponde a una barra empotrada por un lado y libre por el otro ya que la unión con el tubo circular se considera que no restringe el giro y además si esta

se deformara tendería a descentrar la carga. Realmente el movimiento está más restringido que si fuera libre realmente, pero como el otro extremo no está perfectamente empotrado, $\beta=1$ es un valor medio bueno.

Así pues la Carga crítica usando el método de Euler es:

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,06e^5 \text{ N/mm}^2 \cdot (30^4 - 23,6^4)}{666,66^2 \cdot 12} = 190500 \text{ N}$$

Luego no se producirá pandeo.

Barra 4:

Tracción:

$$A = \frac{F_{MAX}}{\sigma_{MAX}} = \frac{1570 \text{ N}}{350 \text{ N/mm}^2} = 4,5 \text{ mm}^2$$

Se utilizar tubo de diámetro*espesor=10x1mm que tiene un área de 50,26mm². Aunque sea mayor, no se utiliza menos para que se pueda soldar bien, sino pueden surgir problemas.

Los perfiles perpendiculares serán iguales que los perfiles cuadrados.

1.2.4.2.13.- Hidráulica.

Así pues este será el cilindro que se utilizara. La fuerza que se puede llegar a producir con este cilindro es.

$$F = P_{MIN} \cdot S = 200 \text{ bar} \cdot (25^2 \text{ mm}^2 - 15^2 \text{ mm}^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \frac{\text{MPa}}{\text{bar}} = 25100 \text{ N}$$

Por lo tanto se habrá de colocar un regulador de presión para que cuando se sobrepase una fuerza determinada, se corte el flujo de aceite hidráulico y no se rompa la estructura.

Como los tractores llevan incorporado un “by-pass” que en caso de sobrepresión abre el circuito, no hay problema de que revienten los tubos o el tractor sufra algún daño.

Para ello se ha de estimar una fuerza máxima a ejercer por parte del cilindro. Se utiliza 6000 para tener 1000 N de margen respecto a que no comience a funcionar. Con esa fuerza, la presión máxima será:

$$P_{MIN} = \frac{F}{S} = \frac{6000 \text{ N}}{1256 \text{ mm}^2} = 4,77 \text{ MPa} = 47 \text{ bar}$$

Se utilizara un regulador de presión de la marca HAWE capaz de detectar incrementos de presión de 3 bar con un límite de presión de 350bar.

1.3.- ANEJOS.

1.3.1.- TABLA DE CÁLCULOS ESTÁTICOS.

DISEÑO DE LOS BRAZOS DE UNA PULVERIZADORA AGRÍCOLA:
SÍNTESIS DEL MECANISMO DE REPLEGAMIENTO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL

°	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	L13	L14	L15	L16	L17	L18	L19	L20	L21	L22	L23	L24	L25	L26
0	0,301	0,337	0,571	0,578	0,32	0,436	0,19	1,286	1,443	2,414	2,7	0,187	0,186	0,187	0,801	0,827	0,194	2,75	2,618	2,386	1,539	1,249	0,135	0,224	0,179	0
10	0,304	0,321	0,563	0,579	0,327	0,44	0,189	1,299	1,449	2,412	2,694	0,024	0,209	0,255	0,7	0,822	0,365	2,739	2,607	2,35	1,518	1,23	0,659	0,272	0,302	0,414
20	0,316	0,328	0,568	0,583	0,355	0,462	0,192	1,286	1,428	2,368	2,644	0,183	0,503	0,583	0,616	0,821	0,466	2,645	2,516	2,242	1,451	1,174	1,32	0,316	0,773	0,816
30	0,334	0,344	0,572	0,582	0,396	0,496	0,199	1,251	1,381	2,282	2,548	0,35	0,809	0,924	0,541	0,823	0,53	2,471	2,35	2,066	1,339	1,082	1,908	0,355	1,22	1,193
40	0,349	0,353	0,557	0,568	0,439	0,532	0,204	1,182	1,295	2,128	2,377	0,54	1,154	1,308	0,476	0,827	0,566	2,221	2,111	1,828	1,187	0,957	2,372	0,388	1,631	1,534
50	0,352	0,346	0,511	0,534	0,465	0,558	0,203	1,062	1,152	1,878	2,102	0,749	1,527	1,723	0,426	0,823	0,576	1,905	1,809	1,534	0,999	0,803	2,612	0,413	1,992	1,828
60	0,331	0,318	0,434	0,473	0,455	0,553	0,191	0,888	0,949	1,531	1,718	0,948	1,875	2,109	0,398	0,799	0,563	1,53	1,452	1,193	0,78	0,625	2,521	0,429	2,292	2,066
70	0,282	0,274	0,335	0,388	0,399	0,511	0,168	0,691	0,723	1,145	1,291	1,1	2,133	2,394	0,395	0,748	0,529	1,108	1,051	0,816	0,538	0,427	2,1	0,434	2,523	2,242
80	0,22	0,22	0,229	0,296	0,315	0,449	0,141	0,521	0,529	0,818	0,926	1,19	2,278	2,554	0,417	0,683	0,477	0,653	0,617	0,414	0,279	0,217	1,488	0,425	2,677	2,35
90	0,162	0,166	0,131	0,217	0,23	0,392	0,119	0,412	0,405	0,61	0,694	1,232	2,343	2,624	0,457	0,622	0,41	0,179	0,165	0	0,012	0	0,852	0,401	2,75	2,386
1	0,3	0,334	0,57	0,578	0,32	0,435	0,19	1,29	1,446	2,417	2,703	0,158	0,13	0,125	0,789	0,826	0,218	2,753	2,62	2,385	1,539	1,249	0,04	0,229	0,131	0,042
2	0,3	0,331	0,569	0,578	0,319	0,435	0,189	1,293	1,449	2,419	2,705	0,132	0,081	0,07	0,778	0,826	0,239	2,755	2,622	2,384	1,539	1,248	0,048	0,234	0,083	0,083
3	0,3	0,329	0,568	0,578	0,319	0,435	0,189	1,295	1,45	2,42	2,706	0,108	0,037	0,02	0,767	0,825	0,259	2,756	2,623	2,383	1,538	1,247	0,133	0,239	0,034	0,125
4	0,3	0,327	0,567	0,578	0,319	0,435	0,189	1,297	1,451	2,421	2,706	0,086	0,004	0,025	0,757	0,825	0,277	2,756	2,623	2,38	1,537	1,246	0,214	0,244	0,014	0,166
5	0,301	0,325	0,566	0,578	0,32	0,435	0,189	1,298	1,451	2,42	2,705	0,066	0,042	0,068	0,747	0,824	0,294	2,755	2,622	2,377	1,535	1,244	0,293	0,248	0,062	0,208
6	0,301	0,323	0,565	0,578	0,321	0,436	0,189	1,299	1,451	2,419	2,704	0,046	0,078	0,109	0,737	0,824	0,31	2,754	2,621	2,373	1,532	1,242	0,369	0,253	0,11	0,249
7	0,301	0,322	0,564	0,579	0,322	0,437	0,189	1,299	1,451	2,418	2,702	0,028	0,113	0,147	0,727	0,824	0,325	2,751	2,618	2,368	1,529	1,24	0,443	0,258	0,158	0,291
8	0,302	0,322	0,564	0,579	0,323	0,438	0,189	1,299	1,451	2,416	2,7	0,01	0,146	0,184	0,718	0,823	0,339	2,748	2,615	2,363	1,526	1,237	0,516	0,263	0,206	0,332
9	0,303	0,321	0,564	0,579	0,325	0,439	0,189	1,299	1,45	2,414	2,697	0,007	0,178	0,22	0,709	0,823	0,352	2,744	2,611	2,356	1,522	1,234	0,588	0,267	0,254	0,373

En esta tabla aparecen los valores de las distancias que se emplean en el cálculo estático, los cuales se han extraído de realizar un análisis de posición con CATIA. En la tabla siguiente aparecen los ángulos y el peso de cada eslabón

DISEÑO DE LOS BRAZOS DE UNA PULVERIZADORA AGRÍCOLA:
SÍNTESIS DEL MECANISMO DE REPLEGAMIENTO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL

°	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9
0	0,408	75,98	5,948	0,651	0,17	60,25	96,23	-10,3	0
10	6,746	84	15,23	8,154	9,195	56,33	84,18	-2,58	10
20	3,615	85,08	21,92	13,83	16,22	53,59	73,15	5,346	20
30	4,901	83,86	29,06	20,27	23,75	49,77	62,44	13,49	30
40	16,66	82,63	37,71	28,37	32,7	43,94	51,91	21,92	40
50	30,08	82,86	48,29	38,36	43,34	35,64	41,46	30,69	50
60	43,99	84,89	60,23	49,6	55	25,3	31,07	39,91	60
70	57,44	87,77	71,93	60,44	65,99	14,44	20,69	49,67	70
80	69,73	90,02	81,57	69,06	74,48	4,947	10,32	60,09	80
90	80,07	90,87	88,17	74,65	79,64	-2,09	0,087	71,3	90
1	1,422	77,53	7,39	1,833	1,261	59,52	94,79	350,6	1
2	2,69	78,74	8,526	2,75	2,391	59	93,52	351,3	2
3	3,725	79,77	9,553	3,575	3,418	58,56	92,28	352,1	3
4	4,569	80,66	10,5	4,332	4,366	58,16	91,06	352,9	4
5	5,25	81,42	11,38	5,037	5,254	57,81	89,87	353,7	5
6	5,789	82,08	12,21	5,702	6,094	57,48	88,69	354,4	6
7	6,203	82,64	12,99	6,336	6,897	57,18	87,52	355,2	7
8	6,503	83,13	13,75	6,945	7,669	56,9	86,37	356	8
9	6,699	83,54	14,48	7,535	8,417	56,62	85,23	356,8	9

N	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	Pcil
	550,0	230,0	45,0	20,0	147,2	13,1	12,6	16,4	2,4	11,0	27,3	0,7	115,0

DISEÑO DE LOS BRAZOS DE UNA PULVERIZADORA AGRICOLA:
SINTESIS DEL MECANISMO DE REPLEGAMIENTO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL

°	N12	R5-11x	R5-11y	N9	R5-10x	R5-10y	N7	R5-8x	R5-8y	N6	R2-5x	R2-5y	N4	°	R2-3x	R2-3y	Nc	R1-2x	R1-2y	R5-11	R5-10	R5-8	R2-5	R2-3	R1-2
0	220	53	143	397	341	172	909	1303	51	338	-615	-150	1441	0	1139	11	4758	6113	-296	153	382	1304	633	1139	6120
10	216	23	145	383	347	114	893	1253	227	822	-199	22	1852	10	1158	644	3953	5791	723	147	365	1273	201	1325	5836
20	208	18	138	342	300	80	822	1116	324	877	-92	17	1545	20	773	969	3433	4897	1481	139	310	1162	94	1239	5116
30	198	21	127	290	232	56	724	932	392	934	34	45	1451	30	573	1275	2735	3946	2022	128	239	1011	57	1397	4434
40	182	23	111	236	163	36	615	727	436	974	135	102	1425	40	445	1581	2043	3017	2355	113	167	848	170	1642	3827
50	164	20	93	188	105	22	515	529	460	955	152	149	1366	50	348	1799	1465	2164	2484	95	107	701	213	1833	3295
60	146	13	75	152	62	14	438	359	465	834	72	113	1184	60	255	1768	1079	1438	2419	76	64	588	134	1786	2814
70	129	5	59	125	34	10	381	227	451	631	-31	-28	893	70	158	1447	820	846	2174	59	35	505	41	1456	2333
80	108	0	38	102	15	8	325	131	404	434	-79	-178	621	80	74	1043	512	366	1767	38	17	425	195	1046	1805
90	76	-1	6	72	3	4	237	65	301	303	-74	-233	460	90	12	763	46	15	1216	7	5	308	244	763	1216
1	220	47	145	398	347	163	912	1306	80	381	-584	-143	1443	1	1110	73	5245	6612	-266	152	384	1309	601	1112	6617
2	220	43	146	398	351	156	914	1307	103	418	-554	-136	1443	2	1082	127	5248	6628	-165	152	384	1311	571	1089	6630
3	219	39	146	398	353	150	914	1305	123	454	-525	-127	1448	3	1059	179	4949	6349	-23	151	384	1310	540	1074	6349
4	219	36	146	397	354	144	914	1301	141	495	-490	-115	1473	4	1053	234	4713	6149	102	151	382	1309	504	1078	6150
5	219	33	146	395	355	138	912	1296	158	569	-427	-84	1595	5	1113	307	4536	6103	216	150	381	1305	435	1155	6107
6	218	30	146	393	354	133	909	1289	173	640	-365	-54	1702	6	1162	383	4375	6055	328	149	378	1301	369	1223	6064
7	218	28	146	391	353	128	906	1281	188	709	-304	-23	1798	7	1201	462	4224	6006	439	149	376	1295	305	1286	6022
8	217	26	146	389	351	123	902	1273	201	777	-245	8	1887	8	1232	544	4081	5954	548	148	372	1289	245	1347	5979
9	216	24	145	386	349	119	898	1263	214	817	-208	24	1907	9	1218	608	3996	5890	647	147	369	1281	209	1362	5925
Max	220	53	146	398	355	172	914	1307	465	974	152	149	1907	Max	1232	1799	5248	6628	2484	153	384	1311	633	1833	6630

	N4	R1-2x	R1-2y	R2-3i	R2-3x	R2-3y	R2-1	R2-3ix	R2-3iy
0	3378	3358	811,5	939,5	2654	-1044	3455	-415	-843

En esta tabla y en la siguiente aparece el valor de las cargas habiendo introducido las formulas que se extrajeron en el apartado de calculo.

En la siguiente aparecen los momentos y los axiles del punto de la letra que indican.

DISEÑO DE LOS BRAZOS DE UNA PULVERIZADORA AGRÍCOLA:
SÍNTESIS DEL MECANISMO DE REPLEGAMIENTO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL

°	N7x'	N7y'	R2-5x'	R2-5y'	R2-3x'	R2-3y'	Ncx'	MD
0	-909	10	615	-150	-1139	-11	-4681	-3,69E+05
10	-848	278	200	-13	-1253	-433	-3919	-2,75E+05
20	-683	458	93	-16	-1058	-646	-3102	-2,73E+05
30	-462	557	-7	57	-1134	-817	-1985	-2,19E+05
40	-227	571	-38	165	-1357	-925	-962	-1,51E+05
50	-15	515	16	212	-1602	-890	-237	-1,10E+05
60	147	413	62	119	-1658	-663	186	-1,23E+05
70	247	290	-15	-38	-1414	-346	406	-1,55E+05
80	278	167	-162	-108	-1040	-108	392	-1,48E+05
90	229	63	-233	-74	-763	12	43	-9,01E+04
1	-911	45	581	-154	-1111	-53	-5189	-3,74E+05
2	-911	76	549	-155	-1085	-89	-5212	-3,75E+05
3	-908	105	518	-155	-1067	-124	-4931	-3,75E+05
4	-904	132	481	-149	-1066	-160	-4706	-3,69E+05
5	-898	159	418	-121	-1136	-208	-4535	-3,46E+05
6	-890	184	358	-91	-1195	-259	-4375	-3,25E+05
7	-882	209	299	-60	-1248	-312	-4221	-3,04E+05
8	-872	233	243	-26	-1296	-367	-4072	-2,83E+05
9	-861	255	209	-8	-1299	-410	-3976	-2,74E+05

°	Mf
0	11796
10	-164225
20	-196650
30	-227324
40	-236995
50	-196558
60	-103972
70	-15277
80	17956
90	8680

°	Nc	°	Nc
0	4758	1	5245
10	3953	2	5248
20	3433	3	4949
30	2735	4	4713
40	2043	5	4536
50	1465	6	4375
60	1079	7	4224
70	820	8	4081
80	512	9	3996
90	46		

2.- PLANOS.

01.00.	Vistas generales.
01.01.01.01.	Componente 1. Despiece.
01.01.01.02.	Componente 1. Lista despiece.
01.01.02.01.	Componente 1. Estructura.
01.01.03.01.	Componente 1. Piezas.
01.01.03.02.	Componente 1. Part4.1.
01.02.01.	Componente 2. Despiece.
01.02.02.	Componente 2. Soldadura y montaje.
01.02.03.01.	Componente 2. Piezas 1.
01.02.03.02.	Componente 2. Piezas 2.
01.02.03.03.	Componente 2. Piezas 3.
01.02.03.04.	Componente 2. Piezas 4.
01.03.01.	Componente 3. Despiece.
01.03.02.	Componente 3.
01.04.01.	Componente 4.
01.05.01.	Componente 5. Despiece.
01.05.02.	Componente 5. Soldadura y montaje.
01.05.03.01.	Componente 5. Piezas1.
01.05.03.02.	Componente 5. Piezas2.
01.06.01.	Componente 6.
01.07.01.	Componente 7.
01.08.01.	Componente 8. Despiece.
01.08.02.01.	Componente 8. Piezas.
01.08.02.02.	Componente 8. Desarrollo part2.8.
01.09.01.	Componente 9.
01.10.01.	Componente 10.
01.11.01.	Componente 11. Despiece.
01.11.02.	Componente 11. Soldadura y montaje.
01.11.03.01.	Componente 11. Piezas 1.
01.11.03.02.	Componente 11. Piezas 2.

01.12.01. Componente 12.

3.- PLIEGO DE CONDICIONES.

3.1.- GENERALES Y ECONÓMICAS.

3.1.1- Objeto, aspectos generales y normativas.

El objeto del contrato a que se refiere este pliego de condiciones es la realización del proyecto según los pasos que se indican en cada uno de los documentos que lo componen. Queda sujeto cada uno de los pasos realizados a las normas, leyes y reglamentos que se expresan en este pliego de condiciones, así como todos los oficios y materiales empleados.

A efectos legales todas las partes implicadas en el proyecto cumplirán con todas las leyes, disposiciones, ordenanzas y reglamentos municipales, provinciales y gubernamentales vigentes. Ante cualquier incumplimiento de la legislación vigente por alguna de las partes, la otra queda totalmente desvinculada de cualquier responsabilidad.

La casa fabricante tiene la obligación de asistir y supervisar el montaje; una vez fabricada la máquina, la casa fabricante debe poner en marcha la máquina y someterla a prueba ante el comprador o un representante de éste. Una vez realizados los ensayos pertinentes, si todo se desarrolla con normalidad, la casa fabricante queda exenta de cualquier problema que surja como consecuencia del uso inadecuado de la máquina y/o sus periféricos.

No se podrá llevar a cabo ningún tipo de modificación en la máquina una vez montada y firmado el visto bueno por parte de la casa fabricante y el comprador. Por modificación se entiende tanto la estructura como el montaje y aplicaciones técnicas para las que ha sido diseñada la máquina. Si tuviera que hacerse alguna modificación, la casa fabricante deberá ponerse en contacto con el proyectista y este deberá tomar las medidas oportunas para ver si es posible aceptar dicha modificación, en cuyo caso emitirá o no el consiguiente proyecto reformado.

Para la realización del proyecto se han seguido las normas UNE, EN y DIN especificándose en los planos, y cuando se ha creído conveniente también se ha mencionado el número de norma correspondiente.

La normativa vigente aplicada en este proyecto es la que se especifica a continuación:

- Real decreto Ley 1/1966, de 14 de marzo, de medidas urgentes, administrativas, financieras, fiscal y laborales.

- Resolución del 15 de abril de 1981 de la secretaria de dirección técnica por la que se determinan los datos técnicos y económicos que deberán facilitar los titulares de industrias a efectos de la inscripción en el Registro Industrial, acompañado de los modelos preceptivos, para poder proceder al correspondiente registro.

Además, según la normativa europea sobre máquinas (89/392/CEE):

-La máquina debe llevar una marca CE grabada y fijada al cuerpo o soporte guía. También puede estar colocada en la propia placa de características.

-Cada máquina debe incluir una declaración de conformidad firmada por persona responsable judicialmente, con el número de serie y tipo, con este documento se responsabiliza del cumplimiento íntegro con la normativa CE.

-La máquina debe ser intrínsecamente segura, esto es, la prevención de daños a bienes o personas.

3.1.2.- Aspectos económicos de la ejecución.

3.1.2.1.- Pedidos

La aceptación de las propuestas supone la aceptación sin excepción ni reserva de las condiciones de venta indicadas. Se aplicarán dichas condiciones a todas las ventas y serán válidas a pesar de cualquier indicación contraria que pueda figurar en los pedidos del comprador o cualquier documento establecido por este. Los pedidos u órdenes recibidos solo comprometen al fabricante después de la aceptación escrita por parte del mismo.

Salvo indicación contraria, las ofertas y presupuestos solo son válidos durante el mes siguiente a la fecha de su realización y dentro de los límites de fechas de entrega que posteriormente se indican.

3.1.2.2.- Precio.

El precio se considerará constante para la validez especificada en la oferta. Concluida esta, el presupuesto y en consecuencia el precio del proyecto podrían sufrir variaciones debido a las posibles modificaciones en materias primas mano de obra y otros gastos.

Los precios por cantidades son válidos para cada pedido que agrupe una gama de equipos a entregar en un mismo lugar.

3.1.2.3.- Entrega.

Los gastos de transporte corren a cargo del cliente y se realizarán bajo responsabilidad de la empresa fabricante.

3.1.2.4.- Condiciones de pago.

Las condiciones de pago son las indicadas en las ofertas o negociaciones en cada caso concreto, con el acuerdo escrito y firmado por ambas partes.

La empresa fabricante se reserva el derecho de exigir el pago contra entrega de la

mercancía caso que la situación financiera así lo exija.

Caso de demora en un pago, la empresa fabricante se reservara el derecho a exigir el pago anticipado de cualquier otra venta realizada o de cancelar cualquier pedido no entregado sin indemnización a cargo de la misma.

3.1.2.5.- Reserva de la propiedad.

La empresa fabricante se reserva la propiedad de las mercancías entregadas hasta pago completo del precio y suplementos acordados.

No se considerara como pago el remitir letras.

Caso que no se efectúe el pago, total o parcialmente, se podrá exigir la restitución de la mercancía con gastos y riesgos a cargo del cliente.

El comprador esta obligado a informar de cualquier confiscación, requisición de material en su poder y no totalmente pagado y a tomar todas las medidas de salvaguardia para dar a conocer el derecho de propiedad de la empresa fabricante sobre el material.

3.1.2.6.- Plazos de entrega.

Los plazos de entrega deberán cumplirse según contrato permitiendo una demora máxima de tres días después de la fecha concretada en el mismo. En caso de demora se fijara en el contrato una cantidad económica a modo de multa que se llevara a cabo en el caso de que dicha demora sea consecuencia directa de la empresa fabricante, quedando excluida dicha multa por inclemencias del tiempo, paro de producción, guerra, incendio, inundación o cualquier otro hecho producido accidentalmente.

3.1.2.7.- Garantía.

El material esta garantizado durante un año a partir de la fecha de la fecha de puesta a disposición, contra todo defecto de fabricación o de materia.

La garantía se limita a la sustitución o reparación en la casa fabricante de las piezas reconocidas como defectuosas.

Las piezas y accesorios de carácter comercial y que lleven una marca propia solo se incluyen en nuestra garantía dentro de las condiciones acordadas con los proveedores de dichas piezas.

El fabricante deberá informar al cliente sobre el mantenimiento de la maquina para prevenir posibles averías debidas a un mal uso de la misma.

3.1.3.- Normas complementarias.

3.1.3.1.- Reglamentos generales de seguridad:

-Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de prevención de riesgos laborales.

-Real decreto 773/1997, de 30 de mayo, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud a la utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.

-Real decreto 1215/1997, de 18 de julio, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

-Real decreto 1316/1989, de 27 de octubre, sobre la protección de los trabajadores contra riesgos derivados de la exposición al ruido.

-Real decreto 2001/1983, de 28 de julio, sobre la regulación de la jornada laboral, jornadas especiales, descansos y vacaciones.

3.1.3.2.- Protección de máquinas:

-Real de decreto 1435/1992, de 27 de noviembre, y real decreto 56/1995, de 20 de enero, que modifica el anterior, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del consejo 89/392/CEE sobre máquinas.

-Real decreto 1495/1986, de 26 de mayo, por el que se aprueba el reglamento de seguridad en máquinas. Este fue modificado por el real decreto 590/1989, de 19 de mayo, y a su vez por el real decreto 830/1991, de 24 de mayo.

3.2.- TÉCNICAS Y PARTICULARES.

3.2.1.- características de materiales, piezas comerciales y ensayos.

Los materiales empleados en la ejecución del proyecto serán los determinados en la lista de materiales o en los planos.

Los materiales deberán cumplir las características tanto físicas como químicas designadas por las normas UNE correspondientes.

En el caso de que los materiales no cumplan las características establecidas por dichas normas, serán rechazados. Además los materiales utilizados en la fabricación tendrán las suficientes garantías de calidad según su utilización.

El proveedor deberá suministrar todos los catálogos, hojas de características, resultados de pruebas e información técnica, en general de todos los materiales y elementos que van a ser utilizados.

La utilización de materiales de calidad inferior a la acordada en el proyecto, deberá ser conocida en todo momento por el director de ejecución, que deberá justificar su utilización, bien sea por la imposibilidad de acceder a los de primera calidad, bien se a por otras causas.

La utilización o no de dichos materiales será decidida en todo caso, dado el estado de la instalación por la propia dirección de ejecución.

La dirección de ejecución podrá exigir al proveedor la retirada de los materiales que no cumplan el presente pliego de condiciones, aunque hubiesen sido ya colocados, si lo estima conveniente. Los gastos adicionales originados por la retirada y sustitución de los materiales correrán a cargo del proveedor.

El proveedor deberá suministrar los resultados de las pruebas y ensayos de materiales que se realicen, pudiendo además el ingeniero director ordenar la realización de las pruebas y ensayos que crea convenientes para la determinación de las características de dichos materiales.

Control previo de los materiales: la totalidad de los materiales que vayan a ser utilizados y que no cumplan las prescripciones dadas en el proyecto, deberán ser sometidos a la aprobación previa del director de ejecución, quien comprobara sus características y el cumplimiento de las especificaciones dadas en el presente pliego de condiciones, de acuerdo con lo especificado en el apartado anterior.

Piezas comerciales: son las especificadas en la lista de materiales que se encuentra en el apartado de presupuestos, donde además de la designación, aparecen los precios.

3.3.- CARACTERÍSTICAS DE USO, SEGURIDAD Y RIESGOS, PINTADO.

3.3.1.- Ensayo de prueba de funcionamiento.

Una vez montados los brazos en la máquina de la empresa compradora, se procederá a la puesta en marcha de esta y a comprobar el funcionamiento de la misma. Deberán estar presentes cliente y fabricante, y si el ensayo es positivo se pasará a dar conformidad al conjunto así como a colocar el correspondiente sello de garantía.

El objeto de la prueba de funcionamiento consiste en comprobar si los brazos, estando en estos ya montados los elementos para la distribución de producto, son capaces de soportar la carga al desplazarse por un terreno de cultivo en condiciones normales, que no haya sido previamente arado y su superficie este muy irregular. Además se comprobará si el plegado y desplegado se realizado correctamente y a la velocidad calculada.

Los ensayos se deben realizar en una superficie dura, llana y horizontal, y posteriormente con una inclinación de 10° hacia uno de los lados y hacia arriba. No se debe realizar el ensayo si la velocidad del aire supera los 20km/h.

Los distribuidores de producto se deberán colocar a 50cm uno de otro, que es la distancia mínima a la que están calculados que soporte.

También se deberá comprobar la horizontalidad de la máquina cuando uno de los brazos esta recogido y el otro en la posición de trabajo.

Para finalizar el ensayo se realizará un informe siguiendo el criterio dado en el anexo B de la norma EN 13740-2:2003.

3.3.2.- Seguridad.

Los proveedores están obligados a cumplir todas las disposiciones legales que existan sobre seguridad en el trabajo, siendo responsables de la puesta en práctica de las mismas, así como de las consecuencias que pudiesen derivar de su incumplimiento, tanto de las referidas a el mismo como a los subproveedores que en su caso, pudiesen existir, y por lo tanto son responsabilidad del proveedor principal.

Los proveedores se comprometen a facilitar cuantos datos se estimen necesarios a petición del contratante, sobre los errores ocurridos, como sobre las medidas que ha tomado para la instrucción de su personal y demás medios preventivos.

Los proveedores deben proteger, durante la realización, los materiales contra toda pérdida o daño que pudiera producirse por cualquier causa que sea de su responsabilidad, incluyendo mala

ejecución del trabajo a realizar, robo, avería, arrastre de agua, incendio, etc., tanto en el puesto de trabajo, como por procesos administrativos. Tales pérdidas y daños, si llegan a producirse, correrán a cargo de los proveedores, sin derecho a indemnización salvo los producidos por la propia obra, si el proveedor ha tomado las medidas adecuadas para su protección. Si los daños son sufridos por materiales u otros elementos entregados al proveedor por el contratante y pagados por este, el importe de tales pérdidas y daños serán deducidos al proveedor de las certificaciones mensuales.

El proveedor acepta la inspección del contratante en cuanto a realización y calidad de las piezas contratantes se refiere y se obliga a corregir con carácter inmediato los posibles defectos que se encuentren en este respecto. Pudiendo este en caso necesario paralizar las obras hasta que se hayan subsanado dichos defectos, corriendo en este caso las pérdidas que se originan por cuenta del proveedor.

3.3.3.- Pintado.

El pintado de la maquina se realizara en todas las maquinas por igual, siguiendo el criterio de colores que el fabricante adjunte, no siendo necesaria la notificación de su cambio al comprador.

Las piezas señaladas se pintaran con polvo Epoxi-Poliéster a 205 °C del color especificado en cada plano con un espesor de 0,06mm y por procedimiento electroestático.

Para pintar la abonadora se deberá proceder según la norma UNE 1-005, la cual queda resumida a continuación:

Las piezas se someterán a las operaciones normales de limpieza y preparación, realizando primeramente el igualado mecánico, cortando o limpiando todas las protuberancias, zonas rugosas y resaltes de la superficie. A continuación se procederá a la limpieza general, es decir, a la eliminación del polvo, arena, barro, óxido y manchas hasta la completa eliminación de toda la suciedad indicada. Se seguirá con el desengrasado, que se realizara prácticamente siempre con disolvente. Se terminará la preparación con un lijado con lija fina o con un chorro de arena fina, para proceder inmediatamente después a la aplicación de la impregnación.

El orden es siempre el normal, primero la impregnación que se dejara secar y luego se procede al plastificado. Una vez bien seco el plaste, se procede a aplicar la pintura.

La operación de pintado se realizara en las mejores condiciones ambientales posibles.

En Zaragoza, a 17 de abril de 2010

Fdo: **Alfredo Ferrando Sixtac**

4.- PRESUPUESTO

4.1- MEDICIONES.

4.1.1.- NECESIDADES DE MATERIAL EN BRUTO.

L. de M.	Componente 1	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
2	Part1.1	Perfil cuadrangular acero 30x3,2	metro	2,04	4,08
2	Part2.1	Perfil cuadrangular acero 30x3,2	metro	1,56	3,12
12	Part3.1	Perfil tubular acero Ø10x1mm	metro	0,62	7,44
4	Part4.1	Chapa de 8mm	metro^2	0,01	0,04
2	Part5.1	Chapa de 8mm	metro^2	0,23	0,46
2	Part6.1	Chapa de 8mm	metro^2	0,23	0,46
4	Part7.1	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,05	0,18
4	Part8.1	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,05	0,18
4	Part9.1	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,06	0,24
7	Part10.1	Perfil cuadrangular acero 30x3,2	metro	0,08	0,56
2	Part11.1	Chapa de 8mm	metro^2	0,02	0,04
4	Part12.1	Perfil tubular acero Ø26x3mm	metro	0,02	0,08
1	Part13.1	Perfil tubular acero Ø20x2mm	metro	2,20	2,20
2	Part15.1	Perfil tubular acero Ø25,5x1,8mm	metro	0,09	0,17
2	Part16.1	Perfil tubular acero Ø25,5x1,8mm	metro	0,25	0,49

L. de M.	Componente 2	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
2	Part1.2	Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	metro	0,04	0,07
2	Part2.2	Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	metro	0,09	0,18
2	Part3.2	Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	metro	0,10	0,20
1	Part4.2	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	2,78	2,78
2	Part5.2	Chapa de 2mm	metro^2	0,12	0,23
2	Part6.2	Perfil tubular acero Ø14x2mm	metro	0,05	0,10
1	Part7.2	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	2,78	2,78
1	Part8.2	Perfil tubular acero Ø20x2mm	metro	0,07	0,07
2	Part9.2	Chapa de 2mm	metro^2	0,12	0,23
1	Part10.2	Chapa de 2mm	metro^2	0,04	0,04
2	Part11.2	Chapa de 2mm	metro^2	0,01	0,02
2	Part12.2	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	0,18	0,35
2	Part13.2	Perfil tubular acero Ø25,5x4,25mm	metro	0,25	0,50
1	Part14.2	Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	metro	2,80	2,80
1	Part15.2	Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	metro	0,14	0,14

L. de M.	Componente 3	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.3	Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	metro	0,06	0,06
2	Part2.3	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,02	0,03
2	Part3.3	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,02	0,04
2	Part4.3	Chapa de 2mm	metro^2	0,51	1,02
1	Part5.3	Chapa de 2mm	metro^3	0,01	0,01
1	Part6.3	Chapa de 2mm	metro^4	0,01	0,01
2	Part8.3	Chapa de 5mm	metro^5	0,00	0,00

L. de M.	Componente 4	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.4	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part2.4	Varilla roscada M8	metro	0,04	0,04
1	Part3.4	Macizo Ø20 interior M8	metro	0,01	0,01
1	Part4.4	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part5.4	Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	metro	2,22	2,22
1	Part6.4	Macizo Ø20	metro	0,01	0,01

L. de M.	Componente 5	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.5	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	2,41	2,41
2	Part2.5	Chapa de 2mm	metro^2	0,04	0,08
2	Part4.5	Chapa de 2mm	metro^2	0,01	0,02
2	Part5.5	Perfil tubular acero Ø14x2mm	metro	0,01	0,02
2	Part6.5	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,04	0,07
1	Part7.5	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	0,08	0,08
3	Part8.5	Chapa de 5mm	metro^2	0,01	0,02
1	Part9.5	Perfil tubular acero Ø12x2mm	metro	0,16	0,16
1	Part11.5	Perfil rectangular acero 25x50x2,6	metro	2,45	2,45

L. de M.	Componente 6	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.6	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part2.6	Varilla roscada M8	metro	0,04	0,04
1	Part3.6	Macizo Ø20 interior M8	metro	0,01	0,01
1	Part4.6	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part5.6	Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	metro	1,33	1,33
1	Part6.6	Macizo Ø20	metro	0,01	0,01

L. de M.	Componente 7	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.7	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part2.7	Varilla roscada M8	metro	0,04	0,04
1	Part3.7	Macizo Ø20 interior M8	metro	0,01	0,01
1	Part4.7	Chapa de 5mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part5.7	Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	metro	1,28	1,28
1	Part6.7	Macizo Ø20	metro	0,01	0,01

L. de M.	Componente 8	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.8	Chapa de 2mm	metro^2	0,12	0,12
1	Part3.8	Chapa de 2mm	metro^2	0,12	0,12
2	Part4.8	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,01	0,02
1	Part2.8	Chapa de 2mm	metro^2	0,02	0,02

L. de M.	Componente 9	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.9	Pletina de aluminio de 20x2mm	metro	1,13	1,13

L. de M.	Componente 10	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.10	Chapa de 5mm	685x110mm	0,08	0,08

L. de M.	Componente 11	Cantidad materia prima (€)			
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.11	Perfil cuadrangular acero 30x3,2	metro	0,38	0,38
1	Part2.11	Pletina acero 30x3mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part3.11	Perfil tubular acero Ø12x2mm	metro	0,16	0,16
1	Part4.11	Chapa de 3mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part5.11	Chapa de 3mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part6.11	Pletina acero 30x3mm	metro^2	0,01	0,01
1	Part7.11	Chapa de 3mm	metro^2	0,00	0,00
1	Part8.11	Perfil tubular acero Ø16x2mm	metro	0,08	0,08
1	Part9.11	Perfil rectangular aluminio 15x45x1,1	metro	0,94	0,94
1	Part10.11	Pletina aluminio 20x2	metro^2	0,00	0,00
1	Part11.11	Perfil rectangular aluminio 15x45x1,1	metro	1,00	1,00
1	Part12.11	Perfil rectangular aluminio 25x50x2	metro	0,06	0,06
1	Part13.11	Perfil tubular acero Ø12x2mm	metro	0,06	0,06

L. de M.	Componente 12		Cantidad materia prima (€)		
Cantidad	Numero de pieza	Descripción	Unidades	Cantidad	Cantidad total
1	Part1.12	Pletina de aluminio de 20x2mm	metro^2	0,01	0,01

4.1.2.- NECESIDADES DE PIEZAS NORMALIZADAS Y COMERCIALES.

L. de M.	Componente 1	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
8	Pasador_33,5x3,2.1	Pasador 33,5x3,2
2	Perno_100xM16.1	Perno 100xM16
2	Tuerca_autoblocante_M16.1	Tuerca autoblocante M16
4	Arandela_plana_16mm.1	Arandela plana 16mm
12	Perno_70xM12.1	Perno 70xM12
12	Tuerca_autoblocante_M12.1	Tuerca autoblocante M12
24	Arandela_plana_12mm.1	Arandela plana 12mm

L. de M.	Componente 2	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
2	Perno_80xM10.2	Perno 80xM10
2	Tuerca_autoblocante_M10.2	Tuerca autoblocante M10
4	Arandela_plana_10mm.2	Arandela plana 10mm
4	Pasador_33,5x3,2.2	Pasador 33,5x3,2
1	Perno_100xM16.2	Perno 100xM16
1	Tuerca_autoblocanteM16.2	Tuerca autoblocante M16
2	Arandela_plana_16mm.2	Arandela plana 16mm

L. de M.	Componente 3	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
2	Perno_60xM12.3	Perno 60xM12
2	Tuerca_autoblocante_M12.3	Tuerca autoblocante M12
4	Arandela_plana_12mm.3	Arandela plana 12mm

L. de M.	Componente 5	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
1	Perno_50xM6.5	Perno 50xM6
2	Tuerca_autoblocante_M6.5	Tuerca autoblocante M6
4	Arandela_plana_6mm.5	Arandela plana 6mm
1	Perno_90xM6.5	Perno 90xM6
2	Pasador_29x3,2.5	Pasador 29x3,2

L. de M.	Componente 8	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
1	Perno_40xM8.8	Perno 40xM8
1	Tuerca_autoblocante_M8.8	Tuerca autoblocante M8
2	Arandela_plana_8mm.8	Arandela plana 8mm
1	Perno_65xM12.8	Perno 65xM12
1	Tuerca_autoblocante_M12.8	Tuerca autoblocante M12
2	Arandela_plana_12mm.8	Arandela plana 12mm

L. de M.	Componente 10	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
2	Tornillo_20xM8.10	Tornillo 20xM8
2	Tuerca_autoblocante_M8.10	Tuerca autoblocante M8
5	Arandela_plana_8mm.10	Arandela plana 8mm

L. de M.	Componente 11	
Cantidad	Numero de pieza	Descripción
1	Muelle_traccion.11	Muelle tracción
3	Perno_60xM8.11	Perno 60xM8.12
3	Tuerca_autoblocante_M8.11	Tuerca autoblocante M8
8	Arandela_plana_8mm.11	Arandela plana 8mm
1	Tornillo_25xM8.11	Tornillo 25xM8
1	Tuerca_M8.11	Tuerca M8
1	Perno_80xM10.11	Perno 80xM10
1	Tuerca_autoblocante_M10.11	Tuerca autoblocante M10
2	Arandela_plana_10mm.11	Arandela plana 10mm
3	Pasador_29x3,2.11	Pasador 29x3,2

4.2.- PRECIOS UNITARIOS Y PARCIALES.

4.2.1.- PRECIO UNITARIO Y PARCIAL DE LOS MATERIALES EN BRUTO.

Descripción	Precio materia prima (€)	
	Precio unitario	TOTAL
Perfil cuadrangular acero 30x3,2	6,00	24,48
Perfil cuadrangular acero 30x3,2	6,00	18,73
Perfil tubular acero Ø10x1mm	1,25	9,30
Chapa de 8mm	85,00	3,06
Chapa de 8mm	85,00	39,10
Chapa de 8mm	85,00	39,10
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,80	0,68
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,80	0,68
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,80	0,91
Perfil cuadrangular acero 30x3,2	6,00	3,36
Chapa de 8mm	85,00	3,57
Perfil tubular acero Ø26x3mm	2,46	0,20
Perfil tubular acero Ø20x2mm	3,26	7,17
Perfil tubular acero Ø25,5x1,8mm	3,46	0,60
Perfil tubular acero Ø25,5x1,8mm	3,46	1,70
TOTAL PARC. (€)		152,65

Descripción	Precio materia prima (€)	
	Precio unitario	TOTAL
Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	4,20	0,29
Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	4,20	0,76
Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	4,20	0,82
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	17,60
Chapa de 2mm	25,50	5,87
Perfil tubular acero Ø14x2mm	3,00	0,29
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	17,60
Perfil tubular acero Ø20x2mm	3,26	0,24
Chapa de 2mm	25,50	5,87
Chapa de 2mm	25,50	1,05
Chapa de 2mm	25,50	0,56
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	2,23
Perfil tubular acero Ø25,5x4,25mm	4,33	2,17
Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	3,26	9,13
Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	3,26	0,45
TOTAL PARC. (€)		64,91

Descripción	Precio materia prima (€)	
	Precio unitario	TOTAL
Perfil tubular acero Ø30x2,25mm	4,20	0,25
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,16	0,09
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,16	0,13
Chapa de 2mm	25,50	26,01
Chapa de 2mm	25,50	0,18
Chapa de 2mm	25,50	0,23
Chapa de 5mm	61,50	0,07
TOTAL PARC. (€)		26,97

Precio materia prima (€)		
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Chapa de 5mm	61,50	0,05
Varilla roscada M8	7,00	0,25
Macizo Ø20 interior M8	1,30	0,01
Chapa de 5mm	61,50	0,05
Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	3,26	7,23
Macizo Ø20	1,30	0,01
TOTAL PARC. (€)		7,59

Precio materia prima (€)		
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	15,28
Chapa de 2mm	25,50	2,09
Chapa de 2mm	25,50	0,39
Perfil tubular acero Ø14x2mm	3,00	0,07
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,16	0,22
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	0,50
Chapa de 5mm	61,50	1,18
Perfil tubular acero Ø12x2mm	2,95	0,47
Perfil rectangular acero 25x50x2,6	6,33	15,51
TOTAL PARC. (€)		35,72

Precio materia prima (€)		
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Chapa de 5mm	61,50	0,05
Varilla roscada M8	7,00	0,25
Macizo Ø20 interior M8	1,30	0,01
Chapa de 5mm	61,50	0,04
Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	3,26	4,34
Macizo Ø20	1,30	0,01
TOTAL PARC. (€)		4,69

Precio materia prima (€)		
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Chapa de 5mm	61,50	0,07
Varilla roscada M8	7,00	0,25
Macizo Ø20 interior M8	1,30	0,01
Chapa de 5mm	61,50	0,02
Perfil tubular acero Ø21,3x2,5mm	3,26	4,17
Macizo Ø20	1,30	0,01
TOTAL PARC. (€)		4,52

Precio materia prima (€)		
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Chapa de 2mm	25,50	2,94
Chapa de 2mm	25,50	2,94
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,16	0,08
Chapa de 2mm	25,50	0,46
TOTAL PARC. (€)		6,41

	Precio materia prima (€)	
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Pletina de aluminio de 20x2mm	8,20	9,27
	TOTAL PARC. (€)	9,27

	Precio materia prima (€)	
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Chapa de 5mm	61,50	4,64
	TOTAL PARC. (€)	4,64

	Precio materia prima (€)	
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Perfil cuadrangular acero 30x3,2	6,00	2,29
Pletina acero 30x3mm	37,70	0,09
Perfil tubular acero Ø12x2mm	2,96	0,46
Chapa de 3mm	37,70	0,04
Chapa de 3mm	37,70	0,03
Pletina acero 30x3mm	37,70	0,45
Chapa de 3mm	37,70	0,09
Perfil tubular acero Ø16x2mm	3,16	0,24
Perfil rectangular aluminio 15x45x1,1	12,40	11,69
Pletina aluminio 20x2	8,20	0,01
Perfil rectangular aluminio 15x45x1,1	12,40	12,40
Perfil rectangular aluminio 25x50x2	14,80	0,89
Perfil tubular acero Ø12x2mm	2,95	0,16
	TOTAL PARC. (€)	28,84

	Precio materia prima (€)	
Descripción	Precio unitario	TOTAL
Pletina de aluminio de 20x2mm	8,20	0,10
	TOTAL PARC. (€)	0,10

4.2.2.- PRECIO UNITARIO Y PARCIAL DE LAS PIEZAS NORMALIZADAS Y COMERCIALES.

Componente 1		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Pasador_33,5x3,2.1	0,01	0,10
Perno_100xM16.1	1,50	3,00
Tuerca_autoblocante_M16.1	0,25	0,50
Arandela_plana_16mm.1	0,15	0,60
Perno_70xM12.1	1,10	13,20
Tuerca_autoblocante_M12.1	0,20	2,40
Arandela_plana_12mm.1	0,10	2,40
TOTAL UNIT. (€)		22,20

Componente 2		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Perno_80xM10.2	1,10	2,20
Tuerca_autoblocante_M10.2	0,17	0,34
Arandela_plana_10mm.2	0,07	0,28
Pasador_33,5x3,2.2	0,01	0,05
Perno_100xM16.2	1,50	1,50
Tuerca_autoblocanteM16.2	0,25	0,25
Arandela_plana_16mm.2	0,15	0,30
TOTAL UNIT. (€)		4,92

Componente 3		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Perno_60xM12.3	1,00	2,00
Tuerca_autoblocante_M12.3	0,20	0,40
Arandela_plana_12mm.3	0,10	0,40
TOTAL UNIT. (€)		2,80

Componente 5		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Perno_50xM6.5	0,49	0,49
Tuerca_autoblocante_M6.5	0,13	0,26
Arandela_plana_6mm.5	0,03	0,12
Perno_90xM6.5	0,65	0,65
Pasador_29x3,2.5	0,01	0,02
TOTAL UNIT. (€)		1,54

Componente 8		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Perno_40xM8.8	0,80	0,80
Tuerca_autoblocante_M8.8	0,15	0,15
Arandela_plana_8mm.8	0,05	0,10
Perno_65xM12.8	1,05	1,05
Tuerca_autoblocante_M12.8	0,20	0,20
Arandela_plana_12mm.8	0,10	0,20
TOTAL UNIT. (€)		2,50

Componente 10		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Tornillo_20xM8.10	0,40	0,80
Tuerca_autoblocante_M8.10	0,15	0,30
Arandela_plana_8mm.10	0,05	0,25
TOTAL UNIT. (€)		1,35

Componente 11		
Numero de pieza	Precio unitario (€)	Total (€)
Muelle_traccion.11	3,60	3,60
Perno_60xM8.11	0,60	1,80
Tuerca_autoblocante_M8.11	0,15	0,45
Arandela_plana_8mm.11	0,05	0,40
Tornillo_25xM8.11	0,44	0,44
Tuerca_M8.11	0,13	0,13
Perno_80xM10.11	1,10	1,10
Tuerca_autoblocante_M10.11	0,17	0,17
Arandela_plana_10mm.11	0,07	0,14
Pasador_29x3,2.11	0,01	0,04
TOTAL UNIT. (€)		8,27

4.2.3.- COSTE DE LAS OPERACIONES.

Numero de Componente	Descripción	Coste de las operaciones (€)			
		Soldado	Pintado	Montaje	TOTAL
Componente 1	Ensamblaje	22,00	6,00	14,30	42,30
Componente 2	Ensamblaje	14,80	4,00	15,40	34,20
Componente 3	Ensamblaje	5,50	3,00	5,60	14,10
Componente 4	Ensamblaje	1,50	2,00	2,00	5,50
Componente 5	Ensamblaje	10,00	4,00	12,00	26,00
Componente 6	Ensamblaje	1,50	2,00	2,00	5,50
Componente 7	Ensamblaje	1,50	2,00	2,00	5,50
Componente 8	Ensamblaje	3,30	2,00	1,00	6,30
Componente 9	Ensamblaje	—	—	—	0,00
Componente 10	Ensamblaje	—	2,00	—	2,00
Componente 11	Ensamblaje	4,45	3,50	2,00	9,95
Componente 12	Ensamblaje	—	—	—	0,00
TOTAL PARC. (€)					151,35

L. de M.	Componente 1	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
2	Part1.1	—	0,05	—	0,15	0,40
2	Part2.1	—	0,05	—	0,15	0,40
12	Part3.1	—	0,05	—	—	0,60
4	Part4.1	2,10	—	—	2,50	18,40
2	Part5.1	2,10	—	0,30	2,50	9,80
2	Part6.1	1,20	—	0,30	3,50	10,00
4	Part7.1	—	0,05	—	—	0,20
4	Part8.1	—	0,05	—	—	0,20
4	Part9.1	—	0,05	—	—	0,20
7	Part10.1	—	0,05	—	—	0,35
2	Part11.1	0,30	—	—	—	0,60
4	Part12.1	—	0,05	—	0,10	0,60
1	Part13.1	—	0,05	—	0,10	0,15
2	Part15.1	—	0,05	—	—	0,10
2	Part16.1	—	0,05	—	—	0,10
TOTAL PARC. (€)						42,10

L. de M.	Componente 2	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
2	Part1.2	—	0,05	—	—	0,10
2	Part2.2	—	0,05	—	—	0,10
2	Part3.2	—	0,05	—	—	0,10
1	Part4.2	—	0,05	—	0,70	0,75
2	Part5.2	1,40	—	—	0,90	4,60
2	Part6.2	—	0,05	—	0,20	0,50
1	Part7.2	—	0,05	—	0,70	0,75
1	Part8.2	—	0,05	—	0,20	0,25
2	Part9.2	1,40	—	—	0,90	4,60
1	Part10.2	2,20	—	0,30	1,50	4,00
2	Part11.2	—	0,05	0,50	—	1,10
2	Part12.2	—	0,05	—	0,70	1,50
2	Part13.2	—	0,05	—	0,20	0,50
1	Part14.2	—	0,05	—	—	0,05
1	Part15.2	—	0,05	—	0,20	0,25
TOTAL PARC. (€)						19,15

L. de M.	Componente 3	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.3	—	0,05	—	—	0,05
2	Part2.3	—	0,05	—	—	0,10
2	Part3.3	—	0,05	—	—	0,10
2	Part4.3	4,30	—	—	3,00	14,60
1	Part5.3	—	0,05	—	—	0,05
1	Part6.3	—	0,05	—	—	0,05
2	Part8.3	—	0,05	0,10	—	0,30
TOTAL PARC. (€)						15,25

L. de M.	Componente 4	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.4	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part2.4	—	0,05	—	—	0,05
1	Part3.4	—	0,05	—	0,70	0,75
1	Part4.4	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part5.4	—	0,05	—	—	0,05
1	Part6.4	—	0,05	—	—	0,05
TOTAL PARC. (€)						2,70

L. de M.	Componente 5	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.5	—	0,05	—	0,60	0,65
2	Part2.5	1,60	—	—	0,90	5,00
2	Part4.5	1,60	—	—	0,70	4,60
2	Part5.5	—	0,05	—	—	0,10
2	Part6.5	—	0,05	—	—	0,10
1	Part7.5	—	0,05	—	—	0,05
3	Part8.5	1,20	—	—	0,10	3,90
1	Part9.5	—	0,05	—	0,20	0,25
1	Part11.5	—	0,05	—	0,55	0,60
TOTAL PARC. (€)						15,25

L. de M.	Componente 6	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.6	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part2.6	—	0,05	—	—	0,05
1	Part3.6	—	0,05	—	0,70	0,75
1	Part4.6	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part5.6	—	0,05	—	—	0,05
1	Part6.6	—	0,05	—	—	0,05
TOTAL PARC. (€)						2,70

L. de M.	Componente 7	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.7	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part2.7	—	0,05	—	—	0,05
1	Part3.7	—	0,05	—	0,70	0,75
1	Part4.7	—	0,60	—	0,30	0,90
1	Part5.7	—	0,05	—	—	0,05
1	Part6.7	—	0,05	—	—	0,05
TOTAL PARC. (€)						2,70

L. de M.	Componente 8	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.8	3,40	—	0,40	0,30	4,10
1	Part3.8	0,90	—	—	—	0,90
2	Part4.8	—	0,05	—	—	0,10
1	Part2.8	3,10	—	—	0,30	3,40
TOTAL PARC. (€)						8,50

L. de M.	Componente 9	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.9	—	0,05	—	0,20	0,25
TOTAL PARC. (€)						0,25

L. de M.	Componente 10	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.10	3,00	—	0,70	0,20	3,90
TOTAL PARC. (€)						3,90

L. de M.	Componente 11	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.11	—	0,05	—	0,20	0,25
1	Part2.11	—	0,05	0,10	0,10	0,25
1	Part3.11	—	0,05	—	0,20	0,25
1	Part4.11	—	0,05	—	0,20	0,25
1	Part5.11	—	0,05	—	0,20	0,25
1	Part6.11	—	0,05	0,40	—	0,45
1	Part7.11	—	0,05	—	0,10	0,15
1	Part8.11	—	0,05	—	—	0,05
1	Part9.11	—	0,05	—	0,50	0,55
1	Part10.11	—	0,05	—	0,50	0,55
1	Part11.11	—	0,05	—	0,50	0,55
1	Part12.11	—	0,05	—	0,50	0,55
1	Part13.11	—	0,05	—	—	0,05
TOTAL PARC. (€)						4,15

L. de M.	Componente 12	Coste de las operaciones (€)				
Cantidad	Numero de pieza	Oxicorte	Corte por sierra	Plegado	Mecanizado	TOTAL
1	Part1.12	—	0,05	—	0,20	0,25
TOTAL PARC. (€)						0,25

4.3.- PRESUPUESTO GENERAL.

Cantidad	Componente	Costes parciales (€)				TOTALES PARC.
		Materiales	Comerciales	Oper. piezas	Oper. comp.	
1	Componente 1	152,65	22,20	42,10	42,30	259,25
2	Componente 2	129,82	9,84	38,30	68,40	246,35
2	Componente 3	53,95	5,60	30,50	28,20	118,25
2	Componente 4	15,19	—	5,40	11,00	31,59
2	Componente 5	71,44	3,09	30,50	52,00	157,03
2	Componente 6	9,37	—	5,40	11,00	25,77
2	Componente 7	9,05	—	5,40	11,00	25,45
2	Componente 8	12,82	5,00	17,00	12,60	47,42
4	Componente 9	37,06	—	1,00	0,00	38,06
2	Componente 10	9,27	2,70	7,80	4,00	23,77
2	Componente 11	57,69	16,53	8,30	19,90	102,42
2	Componente 12	0,21	—	0,50	0,00	0,71
TOTAL (€)						1076,07

Cantidad	Costes totales	
1	Coste de los componentes a fabricar	1076,07
2	Coste de los cilindros hidráulicos	249,02
	TOTAL (€)	1325,09

El presupuesto sin I.V.A. asciende a mil trescientos veinticinco euros con nueve céntimos

Fdo: Alfredo Ferrando Sixtac Ingeniero Técnico Industrial